

Conception des panneaux à âmes ouvertes : Optimisation géométrique et topologique d'un modèle corrugué.

Mémoire de maîtrise

Florian Domenge



UNIVERSITÉ DE
SHERBROOKE

Département : Génie Mécanique
Université de Sherbrooke
Québec, Canada
Juillet 2020

Membres du Jury

Directeur : Alain Desrochers

Co-Directeur : Elijah Van Houten

Membre du jury : Jean François Béland

Rapporteur : Jean-Marc Drouet

Résumé en Français

En cherchant à améliorer régulièrement les structures et pour répondre aux besoins industriels, on se rend compte que la solution n'est pas unique et qu'il faut plutôt regarder le tout dans son ensemble. Dans le cadre des planchers d'autobus urbains, la solution actuelle est caractérisée par un panneau de type sandwich en nid d'abeille qui a pour principale qualité d'être léger. Or pour s'adapter à d'autres besoins, ce panneau peut être modifié et repensé dans son ensemble. Les structures en aluminium permettent de répondre de plus en plus précisément à des problématiques de ce types. Elles sont résistantes et relativement légères, tout en ayant un coût en matière et en fabrication relativement faible. La plupart des planchers en aluminium ont une structure simple et définis par des profils creux étirés sur une latte par une machine d'extrusion.

Les industriels cherchent en permanence de nouvelles idées leur permettant de prendre un avantage quelconque : qualité du produit, coût... Ce projet a pour but de déterminer un nouveau design de panneau structuraux dans un domaine bien précis : le transport en commun, plus particulièrement les autobus urbains. Après avoir déterminé les normes et critères de fabrication habituels, le but du projet est de créer un outil, adaptable en fonction des demandes d'un client, capable de déterminer la meilleure géométrie possible pour un panneau sandwich composant un plancher d'autobus. Les différentes phases de conception d'un tel plancher, la méthode d'optimisation choisie et son utilisation composent l'essentiel de ce projet.

Mots clés : panneau structurel, plancher d'autobus, panneau sandwich, nid d'abeille, aluminium, conception et optimisation.

Remerciements

L'aboutissement de ce travail a été rendu possible grâce au soutien, qu'il soit technique ou moral, des nombreuses personnes qui m'ont entouré et que je tiens à remercier.

En premier lieu, je souhaite remercier mes directeurs et co-directeurs de recherche, M. Alain Desrochers et M. Elijah Van Houten, professeurs titulaires au département de génie mécanique de l'Université de Sherbrooke, pour leur encadrement, leur investissement et surtout la confiance qu'ils m'ont accordés tout au long du projet.

Je tiens également à remercier toutes les personnes qui m'ont aidés pour certaines étapes spécifiques lors de cette recherche, Roch pour la conception et Goulven pour l'optimisation.

Enfin je tiens à remercier ma famille et mes amis pour leur soutien moral, sans bien sûr oublier ma fiancée Nadège, pour sa présence, sa patience au quotidien et ses encouragements.

Table des matières

1	Introduction	9
1.1	Mise en contexte et problématique	9
1.2	Question de recherche	10
1.3	Objectifs du projet	10
1.3.1	Objectifs globaux	10
1.3.2	Objectif spécifique	10
1.4	Originalité	10
2	État de l’art	11
2.1	Les panneaux sandwichs	11
2.1.1	Les âmes en mousse	13
2.1.2	Les âmes en nid d’abeilles	14
2.1.3	Les panneaux structuraux à âmes ouvertes	15
2.2	Les normes en vigueur	23
2.2.1	La norme APTA	23
2.2.2	La norme canadienne CSA	24
2.3	Optimisation	25
3	Choix de l’algorithme	28
3.1	Le recuit simulé	28
3.2	Algorithme génétique	30
3.3	L’algorithme par essaim particulaire (Particle Swarm Optimisation) .	32
3.3.1	Le nombre de particules dans l’essaim	33
3.3.2	La disposition du voisinage	33
3.3.3	La distribution aléatoire	34
3.3.4	La vitesse	34
3.3.5	Le coefficient d’inertie	34
3.3.6	L’initialisation de l’essaim	34
3.3.7	Le critère d’arrêt	35
3.4	Choix	35
4	Conception et optimisation d’un panneau structurel en aluminium à âmes corruguées	36
4.1	Avant-propos	36
4.2	Manuscrit	37
5	Panneau final	46
5.1	Tressage normal	46
5.2	Tressage amélioré	47

6	Discussion sur la méthodologie de travail	48
7	Conclusion	50
7.1	Respect du Cahier des charges	50
7.2	Travaux futurs	53
A	Essais réalisés précédemment	56
A.1	Assemblage de panneaux par clips	56
A.2	Panneau "one-way corrugated"	57
A.3	Panneau sandwich à âme ouverte	58
B	Géométries panneau à deux directions de bandelettes	59
C	Code Matlab	61
C.1	fonction de mise en place et d'appel de l'algorithme PSO pour le panneau one-way	61
C.2	fonction de calcul pour le panneau one-way	64
C.3	fonction de mise en place et d'appel de l'algorithme PSO pour le panneau à bandelettes dans une direction	72
C.4	fonction de calcul pour le panneau à bandelettes dans une direction .	75
D	Soumission Article	84

Table des figures

2.1	Utilité des panneaux sandwichs (tiré de Binétruy [6])	11
2.2	Comparaison panneau sandwich et poutre IPN (tiré de Binétruy [6]) .	12
2.3	Les différents types d'âmes existants (tiré de Binétruy [6])	12
2.4	Les différentes mousses utilisées (tiré de Binétruy [6])	13
2.5	Décomposition d'un panneau en nid d'abeilles (tiré de Binétruy [6]) .	14
2.6	Positionnement des panneaux en nids d'abeille en aéronautique (tiré de Binétruy [6])	14
2.7	Panneau en Y (tiré de N. A. Fleck [12])	15
2.8	Montage des panneaux en Y sur un pétrolier (tiré de N. A. Fleck [12])	15
2.9	Fabrication par découpe (tiré de G. Xu et al. [30])	17
2.10	Âme réalisée en une pièce par découpe (tiré de G. Xu et al. [30]) . . .	17
2.11	Panneaux à assembler après découpe (tiré de Dong L. et al. [21]) . . .	18
2.12	Panneau dont l'âme découpée est tétraédrique ou pyramidale (adapté de G. Kooistra et al. [13])	18
2.13	Exemple d'âme fabriquée en impression 3D (tiré de Y. Sun et al. [31])	19
2.14	Vue en coupe d'un panneau sandwich à âme corruguée (tiré de Zhang et al. [32])	20
2.15	Essais sur panneau corrugué (tiré de Zhang et al. [32])	21
2.16	Panneau à âme tressée (tiré de Hu [17])	22
2.17	Choix des algorithmes méta-heuristiques (tiré de El-Ghazali Talbi [28])	25
2.18	Classification des algorithmes méta-heuristiques (tiré de Wikipédia [9])	26
3.1	La différence entre recuit et trempe (tiré de P. Siarry [10])	28
3.2	Le recuit simulé (tiré de P. Siarry [10])	29
3.3	Résolution de l'algorithme génétique (tiré de P. Siarry [10])	30
3.4	Création d'un nouvel individu lors de l'utilisation de l'algorithme (tiré de P. Siarry [10])	31
3.5	Itération de la particule i pour passer de l'état k à l'état k+1 dans l'algorithme PSO (tiré de M. Zubair [33])	33
3.6	Combinaison commune de communication entre les particules : (a)-anneau (n=2); (b)-rayon; (c)-étoile, (tiré de Bouzid A. [2])	34
5.1	Géométrie de panneau avec bandelettes tressées	46
5.2	Géométrie améliorée du panneau avec bandelettes tressées	47
7.1	Résumé des caractéristiques des panneaux comparés au panneau en nid d'abeille	51
7.2	Résumé des caractéristiques des panneaux à plusieurs bandelettes . .	52

A.1	Essai de flexion sur deux panneaux non sandwichs assemblés	56
A.2	Essai de compression sur panneau sandwich avec une seule âme, vue de profil	57
A.3	Essai de compression sur panneau sandwich avec une seule âme, vue de dessus	57
A.4	Passage de services dans un panneau à âme ouverte	58
A.5	Panneau de présentation avec des bandelettes corruguées dans les deux directions	58
B.1	Configuration d'un panneau tressé dans les deux directions	59
B.2	Configuration d'un panneau tressé avec une bandelette sur deux	60

Liste des tableaux

2.1	Avantages et inconvénients des configurations de panneaux	23
3.1	Avantages et inconvénients des algorithmes précédemment définis . .	35

Chapitre 1

Introduction

1.1 Mise en contexte et problématique

Dans la situation actuelle, le monde du transport en commun se trouve à un point crucial de son histoire. En effet, avec la réduction des émissions polluantes : il n'y a que peu de solutions possibles. Les deux plus évidentes sont le changement de type d'énergie, par le passage du thermique à l'électrique, ainsi que la réduction de consommation des véhicules. Le point commun de ces deux solutions réside dans le besoin de réduire la masse actuelle des véhicules. En effet un poids plus faible est essentiel pour consommer moins ; les batteries électriques étant assez lourde, réduire le poids de la structure permettrait de préserver les caractéristiques actuelles de capacité de charge et de maniabilité.

L'étude portera notamment sur les autobus urbains. En empruntant régulièrement ces autobus, et en parcourant les différentes normes, une nouvelle problématique est apparue : celle liée à l'embarquement des personnes âgées et/ou à mobilité réduite. En effet, la marche inférieure du bus étant trop haute, l'autobus doit, par un mécanisme, se pencher vers la personne concernée afin qu'elle puisse monter. Bref, le bus est trop haut pour remplir sa fonctionnalité de base le plus simplement possible. Après avoir contacté une entreprise de fabrication de ces autobus, tout en ayant déterminé les différentes composantes de ceux-ci grâce aux travaux de Laverne [23], il est apparu que les planchers sont perfectibles. En effet, ceux-ci sont actuellement constitués de panneaux sandwichs en nids d'abeilles. L'idée est de remplacer ces panneaux par des panneaux multi-fonctionnels, avec un meilleur rapport poids-rigidité, ce qui permettrait, à rigidité égale, d'être plus léger et donc potentiellement moins haut, ou à poids égale, de rigidifier encore davantage le plancher, ce qui permettrait de gagner en masse et/ou en encombrement sur le châssis.

Le but de l'étude globale est donc de remplacer les panneaux actuels par des panneaux mieux adaptés : meilleur rapport poids-rigidité mais aussi la possibilité d'intégrer le passage des "services" actuels de l'autobus dans le plancher : câbles électriques, pneumatiques et hydrauliques. De plus, le défi est aussi de garder un assemblage du plancher qui soit le plus simple possible tout en assurant une intégrité structurale sans faille.

1.2 Question de recherche

Comment concevoir un panneau structural à rigidités longitudinales et transversales adaptées permettant de soutenir le mobilier de bus et les passagers ? Et comment obtenir un outil permettant de prédire la géométrie optimale capable de répondre à n'importe quel chargement ? Le tout en étant capable de faire passer des services dans les deux directions, et en ayant le plus de flexibilité possible dans le paramétrage et l'utilisation du panneau.

1.3 Objectifs du projet

1.3.1 Objectifs globaux

Le but de la recherche est d'apporter un produit à valeur ajoutée importante pour les constructeurs en permettant d'améliorer l'assemblage, la maintenance et la protection des services, tout en réduisant le nombre de pièces et l'épaisseur du plancher.

1.3.2 Objectif spécifique

Définir un modèle de panneau structural en prenant comme exemple les différentes réussites du monde industriel actuel ; Trouver et Développer un algorithme d'optimisation adapté aux critères définis par l'utilisation des panneaux. Enfin utiliser cet algorithme pour déterminer la meilleure géométrie possible répondant aux demandes standards de fabrication de plancher de bus.

1.4 Originalité

Ce projet adapte une méthode d'optimisation paramétrique pour trouver une géométrie de panneau adapté aux normes en vigueur et aux contraintes industrielles. La nouveauté réside dans l'utilisation d'un algorithme stochastique pour de la conception mécanique.

Chapitre 2

État de l'art

Le projet d'utilisation des panneaux sandwichs a commencé il y a quelques années, et le directeur de recherche, le Professeur Alain Desrochers a déjà supervisé des travaux de recherches sur ce type de panneaux. Nous nous aiderons donc des travaux réalisés par Laverne [23], et des nombreux autres essais réalisés au fil des ans. En annexe A se trouvent les photos montrant les différents types de travaux réalisés et sur lesquels ce projet s'appuie.

2.1 Les panneaux sandwichs

L'étude se porte donc sur la conception et l'utilisation des panneaux sandwichs. Il faut donc définir ce qu'il en est. L'idée est simple, pour remplacer une structure d'un seul bloc dite monolithique, il faut regarder quels sont les critères de chargements importants. Ici ce sont les critères de compression, de flexion et de torsion. Pour faire varier la résistance à la compression, il faut faire varier le matériau, ou son épaisseur. Par ailleurs, pour augmenter les critères de résistance en flexion et en torsion, il suffit d'augmenter la hauteur du bloc, sans forcément avoir un bloc plus lourd. C'est ce qu'explique la figure 2.1.

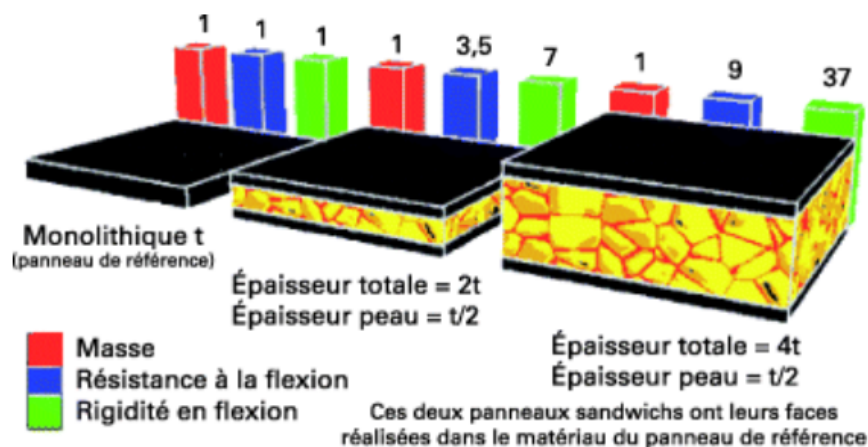


FIGURE 2.1 – Utilité des panneaux sandwichs (tiré de Binétruy [6])

Depuis que l'idée est apparue, de nombreuses industries se sont penchées sur la fabrication et l'utilisation de tels panneaux, principalement en aéronautique mais aussi dans les domaines de l'automobile et du transport en général. Mais comment sont faits ces panneaux sandwichs ? Comme le but est d'épaissir la structure sans l'alourdir, donc d'augmenter fortement le rapport rigidité / masse volumique, le premier principe a été de mettre une âme qui s'avère parfaite pour jouer ce rôle. Le bloc monolithique peut donc s'apparenter à une poutre IPN (poutrelle en I à Profil Normal), avec une âme jouant le rôle de raidisseur et les deux peaux en rôle de parties extérieures (figure 2.2, [6]). L'âme est ensuite collée entre les deux peaux, généralement avec une colle époxyde. Ainsi les peaux sont chacune soumises à une sollicitation de compression (partie supérieure) et de traction (partie inférieure), l'âme est elle, soumise à du cisaillement.

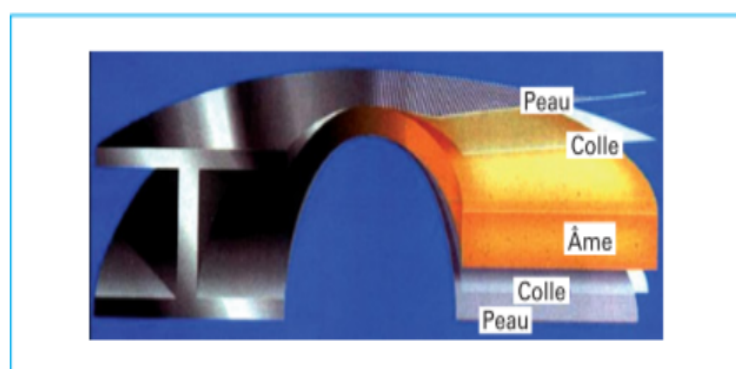


FIGURE 2.2 – Comparaison panneau sandwich et poutre IPN (tiré de Binétruy [6])

Les peaux peuvent s'apparenter à des tôles, elles peuvent être en tout matériau (aluminium, composites...) mais ce ne sont pas elles qui jouent le rôle majeur du panneau ; elles ne sont là que pour assurer la tenue en compression du panneau. L'âme du panneau est la partie la plus importante.

Il en existe de nombreux types qui ont chacune leurs propriétés distinctives (cf figure 2.3). Ce sont les âmes qui caractérisent les panneaux. Parmi celles existantes, il y a les âmes en mousse et en nid d'abeille qui sont les plus utilisées, mais pas seulement. Des âmes plus complexes, en treillis ou en tôle ondulée jouent le même rôle et ont d'autres avantages comme le fait d'être plus rigides, mais plus lourdes.

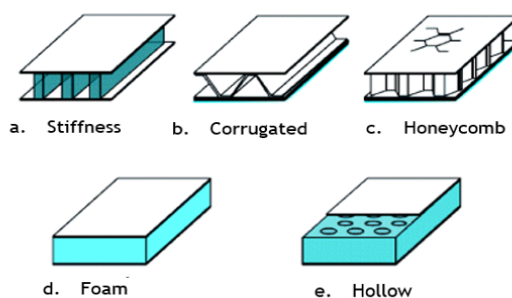


FIGURE 2.3 – Les différents types d'âmes existants (tiré de Binétruy [6])

2.1.1 Les âmes en mousse

D'un point de vue allègement de la structure, les panneaux en mousse sont vraiment optimaux. En effet leur très faible masse volumique, combinée au fait qu'ils ajoutent de la matière, et donc de la rigidité, font qu'ils sont aujourd'hui très utilisés. De plus, leurs propriétés d'isolant thermique et phonique en favorisent l'utilisation en génie civil. D'après Ashby [4] et Gibson [14] il existe plusieurs types de mousses, plus ou moins utilisés.

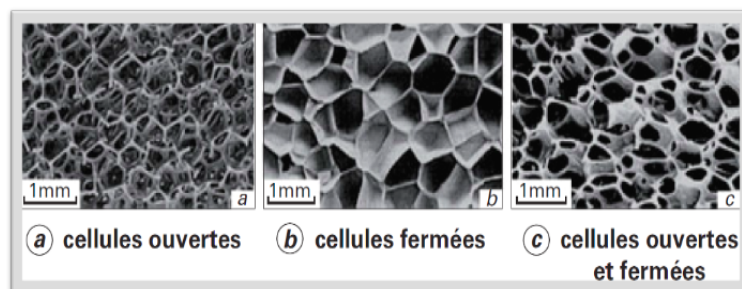


FIGURE 2.4 – Les différentes mousses utilisées (tiré de Binétruy [6])

La famille des mousses est assez développée, il en existe trois grandes familles (cf figure 2.4) :

1. Les mousses métalliques
2. Les mousses organiques
3. Les mousses minérales

Elles jouent toutes le même rôle et leur principale différence réside dans leur fabrication et leur rapport densité/coût de fabrication. En effet les mousses métalliques seront utilisées seulement dans l'aéronautique car elles sont plus chères et difficiles à fabriquer. Les mousses organiques vont être utilisées dans l'industrie navale, pour leurs bonnes caractéristiques de flottabilité, leur coût faible et leur résistance aux désagréments de l'humidité (champignons), alors que les mousses minérales sont assez peu utilisées en panneau pour leur rôle structurel, mais plutôt pour leurs bonnes propriétés thermiques et phoniques qui font d'elles de bons isolants, à des coûts faibles, et qui permettent de rajouter tout de même un peu de résistance sur une structure.

2.1.2 Les âmes en nid d'abeilles

La deuxième forme la plus utilisée actuellement est la structure en nid d'abeilles. En effet, la nature nous apprend comment faire les structures les plus solides et légères. À ce titre, les nids d'abeilles sont un exemple car ils sont légers et beaucoup plus organisés donc plus rigides qu'une simple mousse. Les structures en nids d'abeilles dans l'industrie sont apparues dès les années 1950 en aéronautique, et ces types de panneaux représentent encore une grosse partie des structures d'avions actuels. Maintenant que les procédés de fabrication se sont grandement améliorés et qu'ils sont devenus plus abordables, ces panneaux sont utilisés dans de nombreuses industries. Il en existe de nombreux types, en fonction des matériaux, ou même de la fabrication et du type de nids d'abeilles (forme). Leurs peaux sont en tôles d'acier ou d'aluminium mais les panneaux composites prennent de plus en plus d'importance. L'âme peut être réalisée en métal ou matériaux thermoplastiques. Quant au lien entre les peaux et l'âme, on utilise encore énormément les colles époxydes et autres adhésifs (cf figure 2.5).

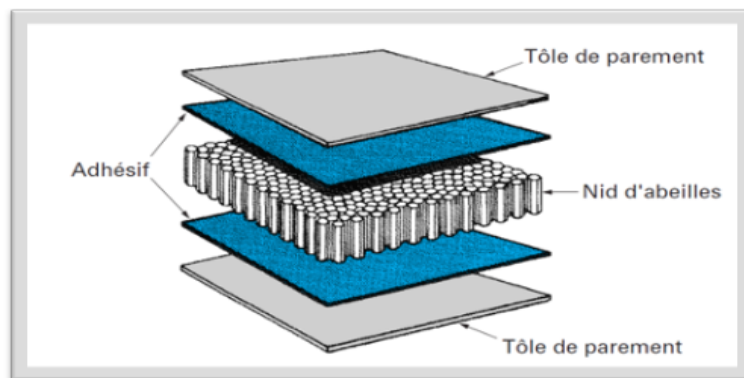


FIGURE 2.5 – Décomposition d'un panneau en nid d'abeilles (tiré de Binétruy [6])

Pour conclure sur ces panneaux, grâce à Binétruy [6], on sait qu'ils sont utilisés dans la voilure ou les fuselages des avions, illustré en figure 2.6. Les applications aéronautiques de ce type de panneaux sont légions, mais ils sont aussi utilisés dans les compétitions automobiles ou maritimes, en tant que protection contre les chocs.



FIGURE 2.6 – Positionnement des panneaux en nids d'abeille en aéronautique (tiré de Binétruy [6])

2.1.3 Les panneaux structuraux à âmes ouvertes

Pour concurrencer les panneaux précédents, de nombreuses formes ont été créées (treillis et onduleur). Celles-ci s'apparentent davantage à une structure ordonnée à l'intérieur du panneau et sont donc plus rigides. Cependant, ils ont un énorme désavantage, l'ajout de matière organisée rajoute automatiquement du poids. En effet, l'épaisseur des tôles utilisées pour les structures est bien supérieure à celles utilisées pour les nids d'abeilles, et que dire des mousses qui ne sont que des assemblages de peaux et de filaments très fins. Ce type de fabrication par assemblage a aussi été utilisé dans l'industrie navale pour la fabrication des panneaux sandwichs en Y et des "NavTruss" illustrés en figure 2.7 et 2.8. C'est ce qu'expliquent les travaux de N. A. Fleck [12], qui compare ces types de panneaux et leur résistance aux chocs. Il est apparu que les panneaux en Y, simple de Graaf [15], et double de Wevers et Vredeveltdt [29], sont les plus résistants aux chocs. Ce sont donc les panneaux utilisés actuellement sur les pétroliers.

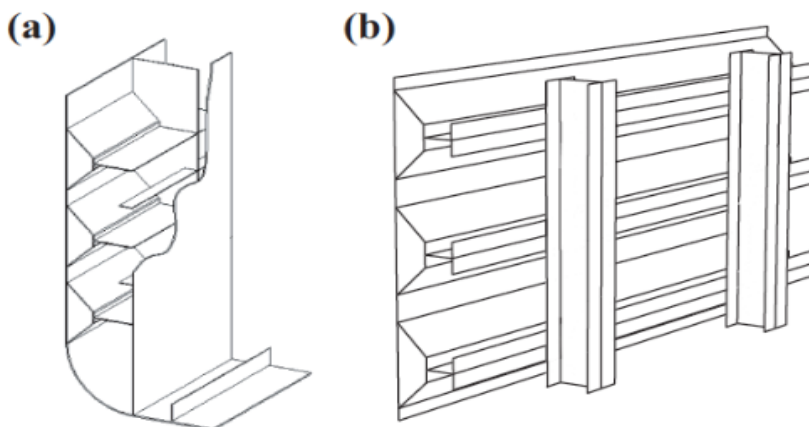


FIGURE 2.7 – Panneau en Y (tiré de N. A. Fleck [12])

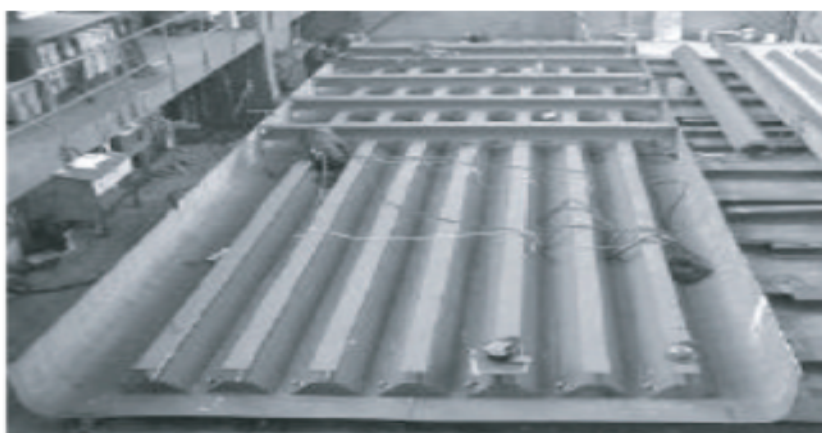


FIGURE 2.8 – Montage des panneaux en Y sur un pétrolier (tiré de N. A. Fleck [12])

Des tests de flexion trois points ont aussi été réalisés, ce qui a permis de déterminer les chargements applicables à ces panneaux. Les travaux de N. A. Fleck [12]

ont permis de déterminer une forme plus complexe de panneau à la fabrication plus poussée.

Malheureusement, ce type de panneau, bien que répondant structurellement aux attentes, n'est ouvert que dans une direction. Or rappelons qu'un des objectifs du cahier des charges est de pourvoir faire passer des câbles dans les deux sens, dans les panneaux. Le passage des services voulus est donc restreint.

Nous allons donc nous intéresser aux âmes ouvertes dans les deux directions et les classer suivant leur principe de fabrication.

Fabrication par découpe de tôles

C'est le type de fabrication d'usinage applicable aux tôles. Le premier modèle d'âme identifié à cette catégorie dans la littérature a été celui de Xu [30]. En faisant une découpe sur une tôle, puis en pliant cette tôle, on arrive à réaliser une des formes donnée dans les figures 2.9 et 2.10. Cette forme n'est pas sans rappeler une partie des essais déjà réalisés par les équipes précédentes. Cette approche n'a malheureusement pas été retenue comme solution viable, en regard des objectifs fixés, à cause des pertes de matières, difficilement récupérables.

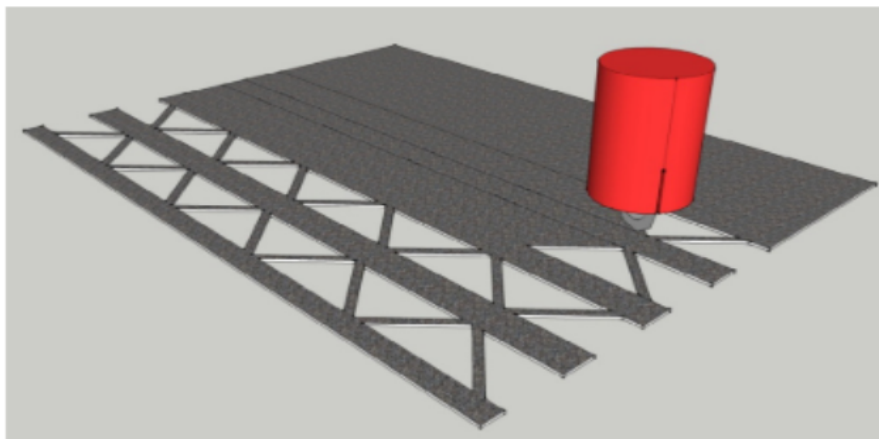


FIGURE 2.9 – Fabrication par découpe (tiré de G. Xu et al. [30])

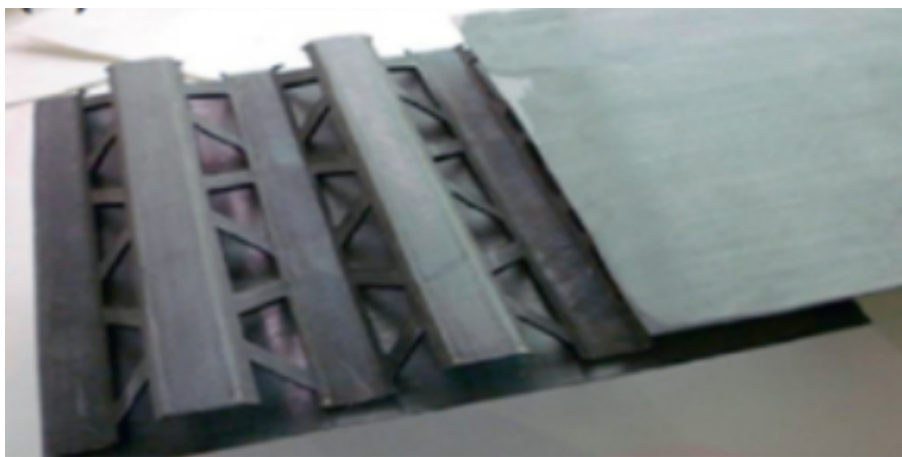


FIGURE 2.10 – Âme réalisée en une pièce par découpe (tiré de G. Xu et al. [30])

D'autres types d'âmes ont été réalisés via ce moyen. Par exemple selon L. Dong [21] et la figure 2.11, on peut obtenir une âme en découpant, pliant puis au final en en assemblant les différentes parties. On obtient alors une âme aux propriétés égales dans les différentes directions mais plus complexe à fabriquer.

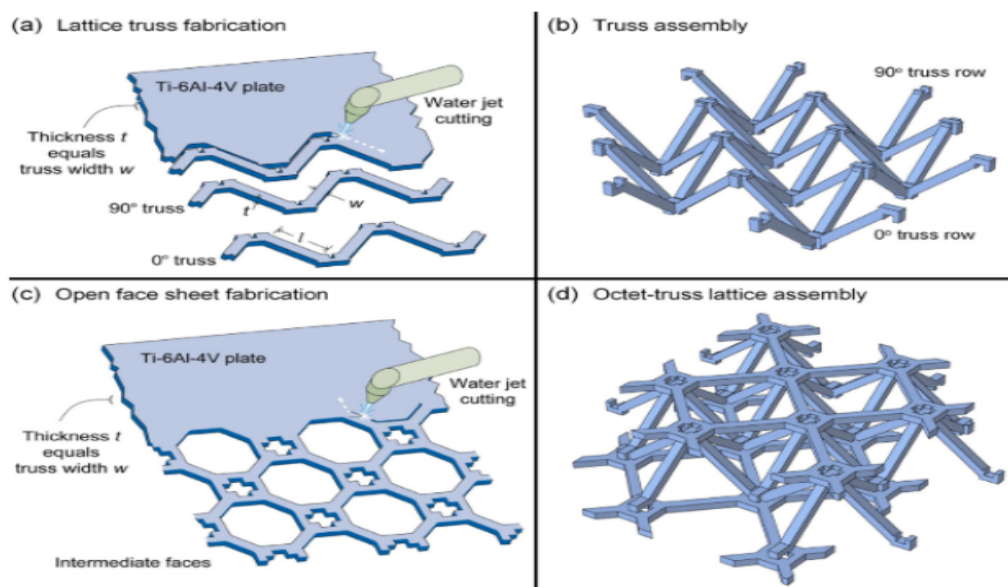


FIGURE 2.11 – Panneaux à assembler après découpe (tiré de Dong L. et al. [21])

Enfin, pour finir dans cette catégorie de type de fabrication d'âmes, nous avons les travaux de Kooistra [13] en figure 2.12, qui avec plusieurs de leurs structures, répondent aux besoins de l'industrie, qu'ils soient génériques ou spécialisé (aéronautique), et qui répondent également à notre critère de laisser passer des services.

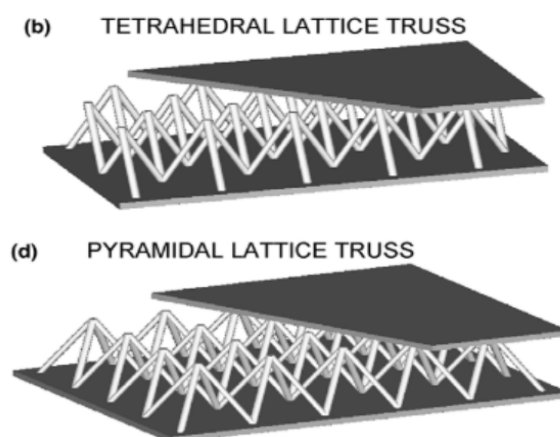


FIGURE 2.12 – Panneau dont l'âme découpée est tétraédrique ou pyramidale (adapté de G. Kooistra et al. [13])

Ces types d'âmes ont cependant un taux de rebuts élevé, ce qui en augmente le coût de revient. Ce sont des âmes très rigides et qui répondent tout à fait au besoin d'avoir un bon rapport poids/masse volumique, mais leur prix est un obstacle majeur pour l'industrie du transport automobile.

Fabrication additive

Le type de fabrication d'âme par découpage puis assemblage / pliage n'est pas le seul : avec l'avènement des imprimantes 3D, de nouveaux horizons se sont ouverts avec de nouvelles formes possibles. Ce sont les structures d'âmes créées par fabrication additive comme montré en figure 2.13. Avec de tels moyens de fabrication, les structures en treillis vues précédemment peuvent être modifiées pour avoir des angles de structure interne pouvant être modifiés en fonction des caractéristiques recherchées. C'est la technique qu'a utilisé Y. Sun [31], qui s'inspire des treillis mais permet tout de même le passage dans les deux directions, avec une structure plus légère

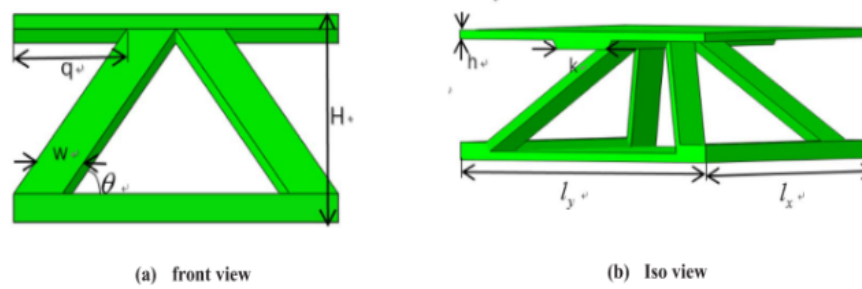


FIGURE 2.13 – Exemple d'âme fabriquée en impression 3D (tiré de Y. Sun et al. [31])

Malheureusement, même si la fabrication additive est en pleine croissance, le coût de fabrication d'une structure entière de panneaux, faite en métaux, car les polymères ne sont pas assez rigides pour notre utilisation, est beaucoup trop élevé.

Nous allons donc passer au dernier type de fabrication des âmes, la découpe et le pliage de tôles.

Fabrication par découpe et pliage puis collage

Pour éviter de trop grandes pertes de matière, mais en utilisant une technique de fabrication qui s'en inspire et qui soit la moins coûteuse possible, il est donc possible par simple découpe et pliage de fabriquer de telles âmes. Les différentes âmes montrées ont été obtenues à partir de formes d'âmes ondulées, découpées et assemblées.

Les essais réalisés par Zhang [32], permettent de démontrer qu'une âme ondulée permet de répondre favorablement aux différentes contraintes de flexion et compression et que les paramètres de chaque âme ont une influence importante sur les propriétés des panneaux, figure 2.14.

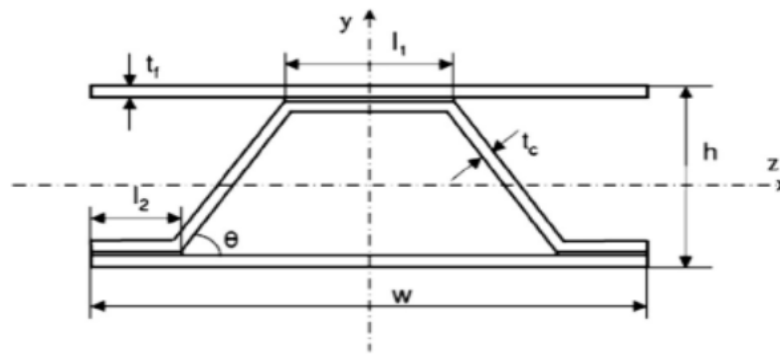


FIGURE 2.14 – Vue en coupe d'un panneau sandwich à âme corruguée (tiré de Zhang et al. [32])

Grâce aux essais réalisés par la même équipe, on est en mesure de déterminer les effets de chacun de ces paramètres géométriques sur la tenue d'un tel panneau, figure 2.15.

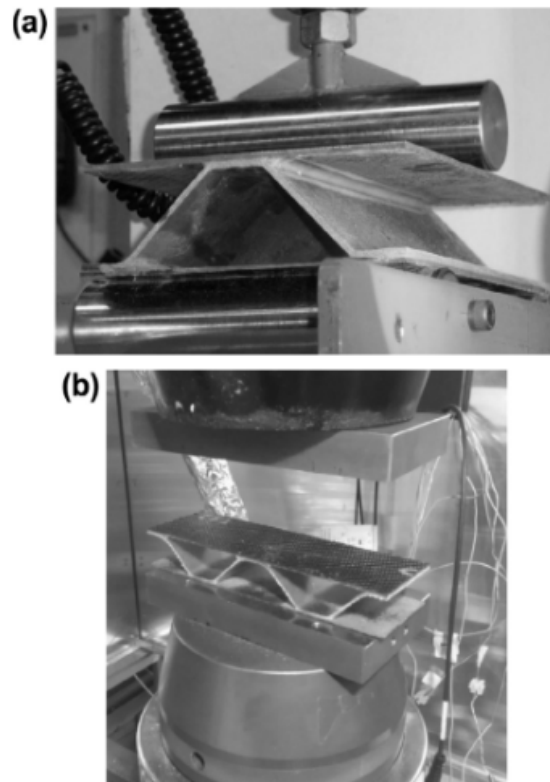


FIGURE 2.15 – Essais sur panneau corrugué (tiré de Zhang et al. [32])

Nous savons maintenant que des âmes ondulées ont les propriétés adéquates pour notre problème, et peuvent, par la modification de leurs paramètres, s'adapter au type de chargement. Les résultats expérimentaux ont été validés par les calculs de R. Boorle [7], ce qui encourage à continuer dans cette voie. C'est donc ce qu'a réalisé les équipes de Y. Hu [17] et Y. Sun [31], qui avec une structure composite, met en oeuvre ce type de fabrication, et parvient à créer un panneau tressé, avec des bandelettes d'âmes ondulées dans les deux directions, en figure 2.16. Ce qui permet au panneau d'avoir des résistances en flexion/torsion égales dans les deux directions.

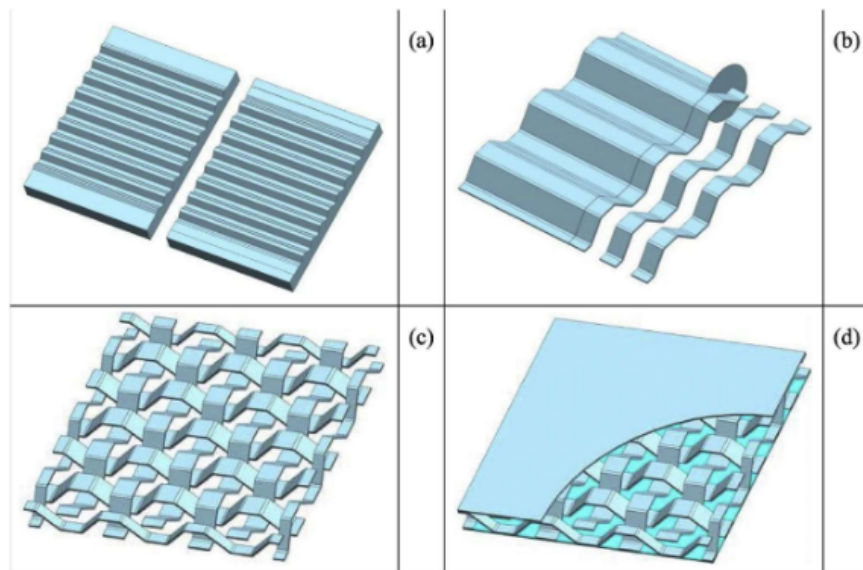


FIGURE 2.16 – Panneau à âme tressée (tiré de Hu [17])

Ce type de panneau ne permet pas le passage des services, cependant, en se servant de cette configuration, on peut déterminer le panneau qui répondra à ces besoins, notamment en modifiant la configuration du tressage des bandelettes servant d'âmes.

Les différents types de panneaux sandwichs, et leur fabrication nous permettent donc de déterminer lesquels sont les plus appropriés pour notre étude. Nous avons donc la structure de départ, à laquelle s'ajoutera un travail de conception, mais la base du panneau est ainsi déterminée.

TABLE 2.1 – Avantages et inconvénients des configurations de panneaux

Panneau	Avantages	Inconvénients
Mousse	Léger, fabrication rapide et peu coûteuse	Peu de rigidité et faible résistance, passage de services impossibles
Nid d'abeille	Léger, bonne absorption des chocs	Fabrication complexe, âme très peu rigide et passage de services impossibles
Panneau structuraux en Y	Très bonne rigidité, fabrication simple	Passage de services impossibles
Panneau structuraux en tôles découpées	Passage de services, facilité de fabrication	Déchets de fabrication trop important
Fabrication additive	Passage de services, faculté d'adaptation	Coûteux
Bandelettes corrugués	Passage de services possible, bonne résistance et rigidité	Assemblage long

2.2 Les normes en vigueur

Comme l'étude se porte sur l'utilisation des panneaux dans le monde du transport, il faut se soumettre aux différentes normes et classifications qui régissent cette industrie. Nous allons donc examiner les différentes normes existantes.

2.2.1 La norme APTA

L'American Public Transportation Association a défini en 2013 [5], une norme appelée Standard Bus Procurement Guidelines RFP, l'objectif étant de créer un dossier regroupant les caractéristiques principales d'un bus de transport urbain, que ce soit pour les acheteurs ou les vendeurs. Cette standardisation a permis de résoudre les litiges entre les différentes parties lors de la vente de ces bus. En se servant de cette normalisation, toutes les caractéristiques et propriétés du plancher sont données et doivent être satisfaites. En effet, cette normalisation permet notamment de déterminer les charges et déformations acceptables par le plancher du bus. Par exemple, elle stipule que le plancher doit avoir une déflexion maximale de 0,5 pouces sur la longueur du panneau, pour une charge de 150 livres répartie sur une tige de diamètre 0,5 pouce. De plus, elle permet de différencier les types de chargements auquel le bus doit faire face, que ce soit des chargements concentrés (talon aiguille), des charges locales (poids des passagers et bancs) ou des conditions globales du bus

(torsion totale du châssis).

2.2.2 La norme canadienne CSA

C'est la plus grosse organisation de développement de normes du Canada, qui s'applique à toutes les industries. Ce groupe dispose d'une accréditation couvrant les États-Unis et le Canada et développe les normes dans le domaine de la sécurité en priorité. Comme l'étude porte sur la conception de panneaux en aluminium, la norme qui nous intéresse est la suivante : Norme sur le calcul de la résistance mécanique des éléments en aluminium : C2015 [1]

Avec cette norme, il est possible de trouver les méthodes de détermination et de dimensionnement suivant les chargements appliqués, que ce soit sur des assemblages ou des pièces monoblocs. Les coefficients de conformité à l'état limite et les coefficients de tenue en service suivant les types d'utilisations sont aussi définis dans cette norme-ci.

2.3 Optimisation

Dans le cas le plus simple, un problème d'optimisation consiste à maximiser ou minimiser une fonction scalaire réelle en choisissant systématiquement des valeurs d'entrée dans un ensemble autorisé et en calculant la valeur d'une fonction objectif [3]. La généralisation de la théorie et des techniques d'optimisation à d'autres formulations constitue un large domaine des mathématiques appliquées. Plus généralement, l'optimisation comprend la recherche des "meilleures valeurs disponibles" de certaines fonctions objectifs pour un domaine défini (ou entrée), comprenant une variété de différents types de fonctions objectifs et différents types de domaines. Plusieurs solutions émergent du processus d'optimisation[16]. Mais quel est le meilleur choix pour notre application ? À cet effet, il existe un algorithme linéaire, des méthodes itératives, une convergence globale, des méthodes heuristiques et méta-heuristiques. Les méthodes de convergence linéaire, itérative et globale ne seront pas retenues pour la simple raison qu'elles mettent trop de temps à converger vers une solution qui n'est d'ailleurs pas automatiquement sur la solution globale pour un champ de possibilité multidimensionnel. El-Ghazali Talbi [28] expliquer les différents choix lorsqu'une solution d'optimisation est recherchée.

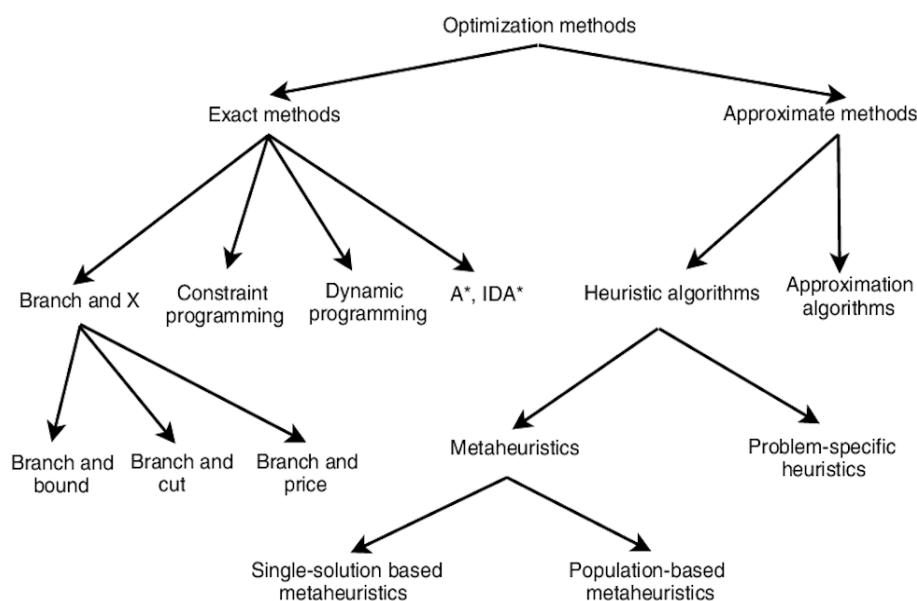


FIGURE 2.17 – Choix des algorithmes méta-heuristiques (tiré de El-Ghazali Talbi [28])

Selon la figure 2.17, nous ferons notre choix. Premièrement, la solution n'est pas une méthode exacte puisque de nombreux paramètres géométriques sont arrondis. Dans ce cas, le choix heuristique est meilleur que l'algorithme approximatif ; les approches heuristique et méta-heuristique sont en effet similaires : l'heuristique est tout algorithme qui ne garanti pas (mathématiquement) la convergence vers une solution, mais qui est néanmoins utile dans certaines situations pratiques. Les méthodes méta-heuristiques quant à elles font peu d'hypothèses sur la résolution du problème d'optimisation, et peuvent donc être utilisables dans une variété de problèmes. Ainsi la méthode méta-heuristique semble la plus adaptée à la présente étude car elle s'adapte au problème et non l'inverse.

De nombreux algorithmes méta-heuristiques mettent en œuvre une certaine forme d'optimisation stochastique, de sorte que la solution trouvée dépend de l'ensemble des variables aléatoires générées. Dans l'optimisation combinatoire, parmi un large éventail de solutions réalisables, les méta-heuristiques peuvent souvent trouver de bonnes solutions avec moins d'effort de calcul que les algorithmes d'optimisation, les méthodes itératives ou les heuristiques simples. En tant que tels, ce sont des approches utiles pour les problèmes d'optimisation. [10]

La revue de littérature sur les algorithmes méta-heuristiques est souvent de nature expérimentale, décrivant des résultats empiriques basés sur des expériences informatiques avec les algorithmes. Mais certains résultats théoriques formels sont également disponibles, souvent sur la convergence et la possibilité de trouver l'optimum global. De nombreuses méthodes méta-heuristiques ont été publiées avec des allégations de nouveauté et d'efficacité pratique. Bien que le domaine présente également des recherches de haute qualité, de nombreuses publications sont de mauvaise qualité ; les défauts incluent l'imprécision, le manque d'élaboration conceptuelle, les mauvaises expériences et l'ignorance de la littérature précédente.

La classification suivante (cf figure 2.18) des algorithmes méta-heuristiques aidera à déterminer celui à utiliser.

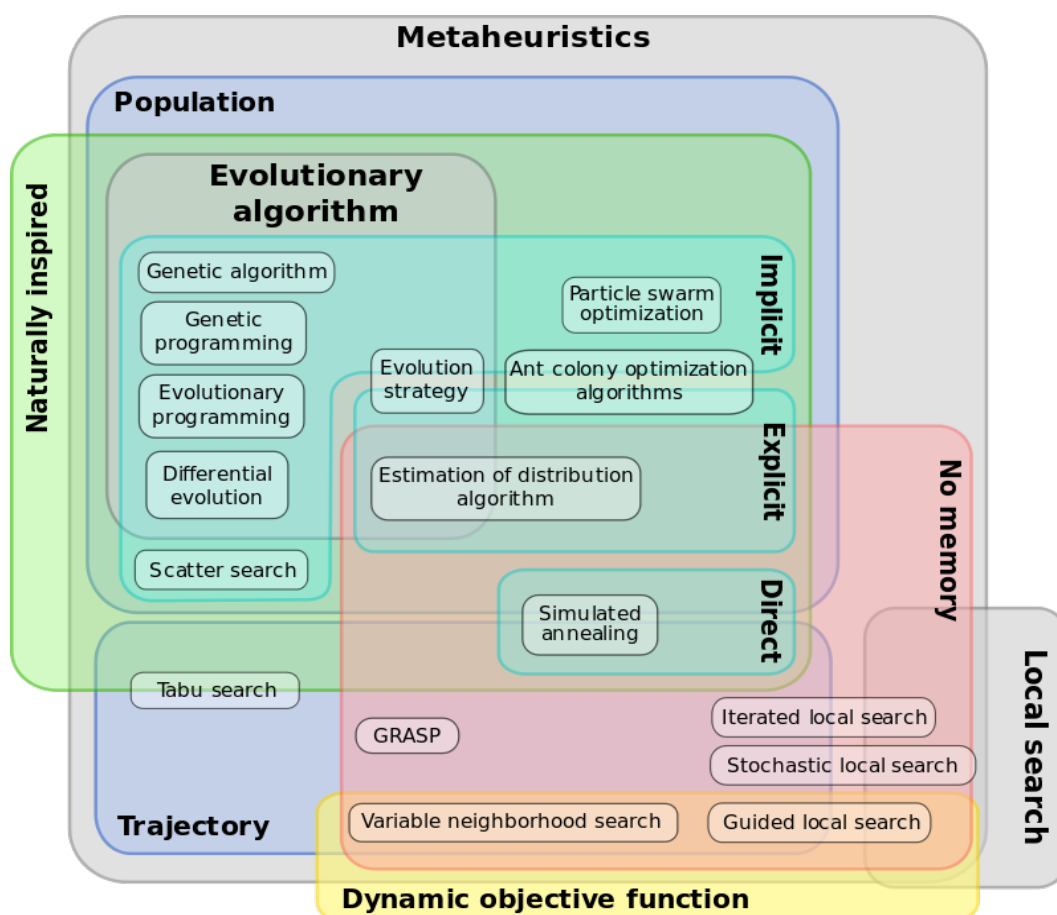


FIGURE 2.18 – Classification des algorithmes méta-heuristiques (tiré de Wikipédia [9])

La compréhension de l'algorithme est basée sur des optimisations inspirées de la nature. Puis, comme chaque catégorie d'algorithme a ses qualités et ses défauts, le choix d'explorer chacune de ces catégories a été validé. Les algorithmes qui peuvent répondre à l'étude sont donc :

1. Le recuit simulé, un algorithme direct, qui permet de trouver la solution rapidement.
2. L'algorithme génétique, un algorithme dit "de l'évolution" qui permet de trouver une solution optimale en se basant sur les résultats préliminaires
3. L'optimisation par essaim particulaire (PSO en anglais), qui cherche la solution dans l'ensemble des solutions disponibles en "explorant" le domaine

Chapitre 3

Choix de l'algorithme

3.1 Le recuit simulé

Imaginé par S. Kirkpatrick [26], ses collègues et V. Cerny [22], le recuit simulé s'inspire d'une technologie expérimentale utilisée dans les études de matériaux afin d'obtenir un état solide du matériau avec un "parfait ordre". Cette utilisation technique du refroidissement d'un matériau est à différencier du revenu, une autre technique comme le montre la figure 3.1 [27].

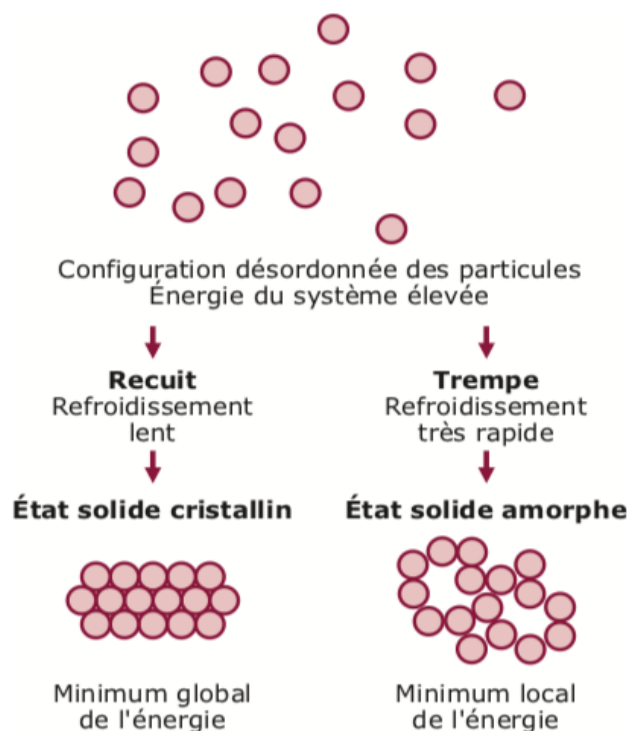


FIGURE 3.1 – La différence entre recuit et trempe (tiré de P. Siarry [10])

La méthode de recuit simulé transpose le processus de recuit à la résolution d'un problème d'optimisation : la fonction objective du problème, analogue à l'énergie d'un matériau, est alors minimisée, par l'introduction d'une température fictive, qui est, dans ce cas, un simple paramètre de contrôle de l'algorithme.

Les termes exacts utilisés dans l'algorithme sont un peu plus complexes et adaptés de la méthode Metropolis. L'organigramme de l'algorithme de recuit simulé est illustré dans la figure 3.2.

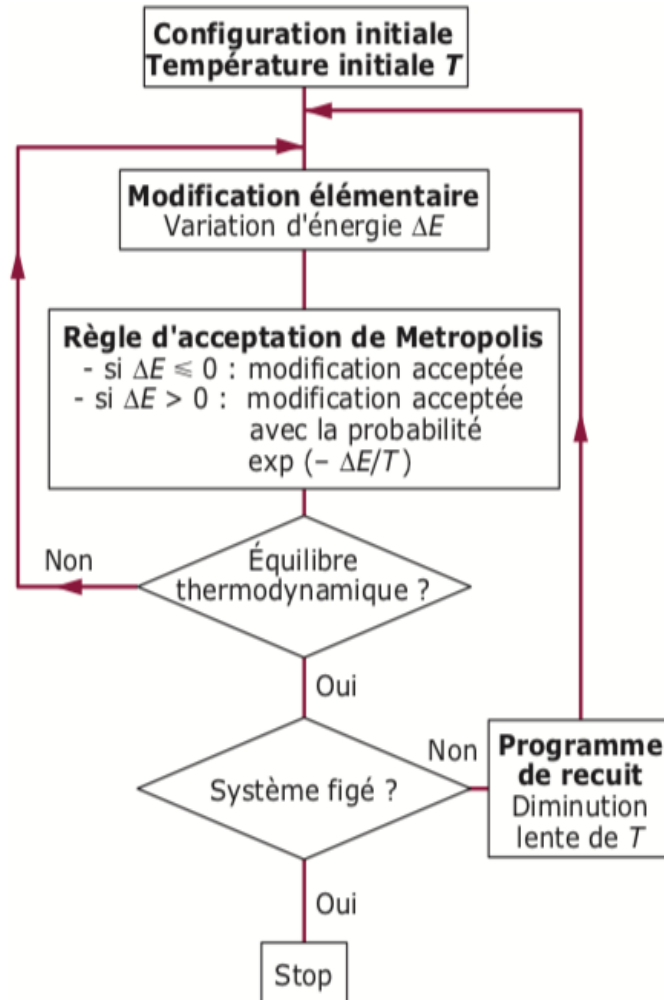


FIGURE 3.2 – Le recuit simulé (tiré de P. Siarry [10])

Les points négatifs de cet algorithme sont :

1. Le choix des nombreux paramètres, comme la température initiale est difficile à adapter à une conception structurelle ;
2. Le choix du critère d'arrêt de l'algorithme et l'incrément des pas de température paraissent arbitraires ;
3. La loi de décroissance de la température doit être établie.

Malheureusement, après diverses difficultés d'adaptation de la méthode au problème et en raison des paramètres à ajuster, la méthode de recuit simulé a été explorée mais n'a pas été retenue pour l'étude.

3.2 Algorithme génétique

Présenté par J.H. Holland [18] au début des années 1970, ils ont d'abord suscité un intérêt limité, en raison de leur coût d'exécution élevé. Dans le cas de la plus petite fonction f , le principe de l'algorithme génétique est brièvement décrit. Un groupe de N points sélectionnables au hasard constitue la population initiale. Chaque x dans la population possède une certaine compétence, qui peut mesurer leur degré d'adaptation au but qu'ils poursuivent : ici, parce que $f(x)$ est petit, x est plus compétent. Les itérations de l'algorithme génétique permettent de changer la composition de la population (leurs compétences) tout en gardant le même nombre d'individus. D'une génération à l'autre, les compétences de la population sont ainsi globalement améliorées, le principe est ainsi illustré figure 3.3. De tels résultats peuvent être obtenus en imitant les deux principaux mécanismes qui contrôlent l'évolution des organismes : la sélection naturelle (détermination de la nature des membres de la population qui survivent et se reproduisent) et la reproduction (qui assure le mélange et la recombinaison des gènes parentaux, formant ainsi une progéniture avec un nouveau potentiel).

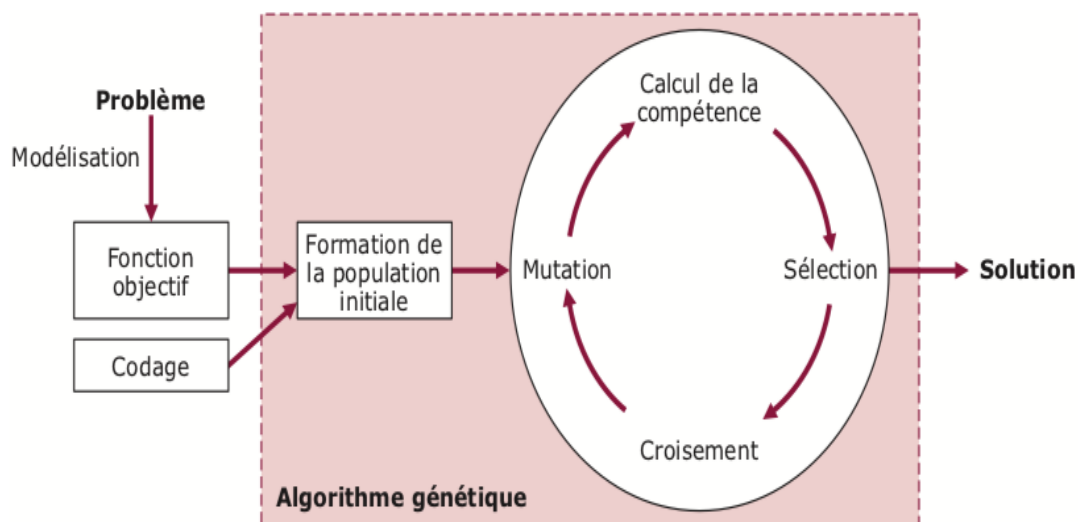


FIGURE 3.3 – Résolution de l'algorithme génétique (tiré de P. Siarry [10])

Le passage d'une génération à l'autre se déroule en deux phases (cf figure 3.4) : une phase de reproduction et une phase de remplacement. La phase de reproduction consiste à appliquer des opérateurs dits génétiques sur des individus de la population actuelle pour générer de nouveaux individus ; les opérateurs les plus utilisés sont le croisement, qui produit deux descendants de deux parents, et la mutation, qui produit un nouvel individu à partir d'un seul individu.

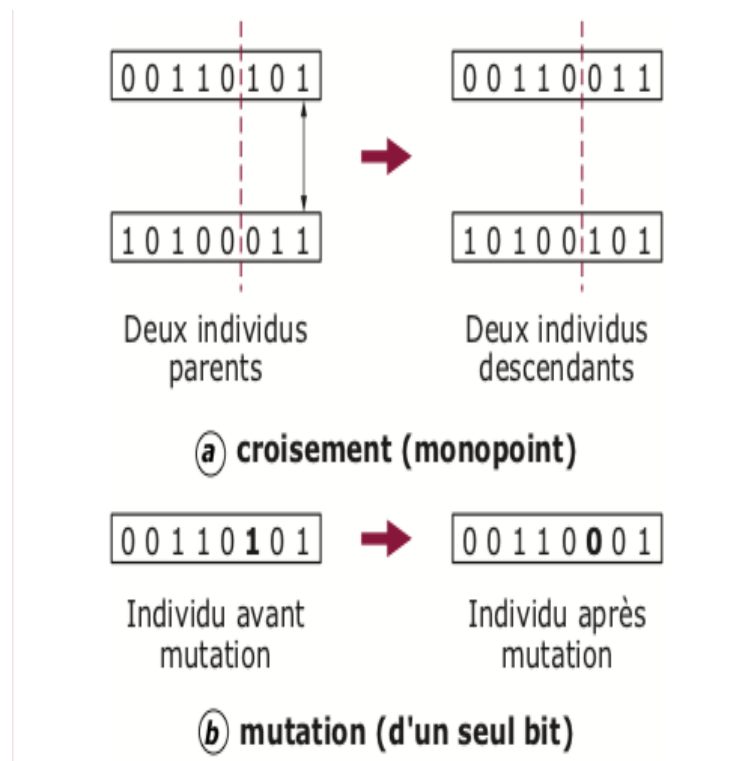


FIGURE 3.4 – Création d'un nouvel individu lors de l'utilisation de l'algorithme (tiré de P. Siarry [10])

Le succès d'un algorithme génétique dépend beaucoup du codage des individus [8]. C'est là que les difficultés apparaissent, car il est difficile de choisir un système de codage génétique approprié. De plus, le nombre d'éléments qui sont exposés à la mutation est important et il y a souvent une augmentation exponentielle de la taille de l'espace de recherche. Il y a aussi un comportement inégal selon la situation et la reproductibilité de l'optimisation est impossible à sécuriser. En fait, la meilleure solution dépend des autres et n'est en aucun cas une solution absolue. Enfin, l'algorithme génétique a tendance à converger vers des optima locaux [25]. En raison de ces complications, l'algorithme ne sera pas choisi pour l'étude présentée.

3.3 L'algorithme par essaim particulaire (Particle Swarm Optimisation)

L'optimisation de l'essaim de particules est un algorithme relativement récent, introduit par J. Kennedy et R. Eberhart en 1995 [20]. Son objet est de trouver l'optimum global d'une fonction multidimensionnelle. Le PSO est original dans sa conception car il provient de l'observation d'essaims d'oiseaux et d'abeilles lorsqu'ils convergent vers n'importe quelle destination. Ainsi chaque particule qui constitue l'algorithme (et l'essaim) se tient au courant de son emplacement actuel par rapport à la valeur recherchée et à la meilleure position qu'il a eue.

En fonction du comportement et de l'emplacement au temps t , chaque particule de l'essaim a :

1. sa propre vitesse
2. la position de sa meilleure réponse à la fonction
3. la meilleure position de son voisinage

L'essaim peut adopter plusieurs types de comportement pour passer à l'instant $t + 1$.

1. égoïste : seule sa propre vitesse est importante, il suit son propre chemin
2. conservateur : l'essaim reste proche de sa meilleure position
3. panurgien : l'essaim suit la meilleure solution pour l'ensemble de l'essaim sans tenir compte de sa propre expérience

Le rôle de l'algorithme est donc de trouver une combinaison entre ces trois types de comportement pour adopter un compromis afin que chaque particule ait à la fois confiance en elle et soit influencée par ses relations sociales. Nous obtenons donc l'équation 3.1 qui est illustrée en figure 3.5 :

$$x_{k+1}^i = x_k^i + w_k * v_k^i + R1 * (p^i - x_k^i) + R2 * (p_k^g - x_k^i) \quad (3.1)$$

Où R est un nombre issu d'une distribution aléatoire, selon une loi uniforme, et qui représente le hasard, w_k est l'inertie de la particule à l'instant k , v_k^i représente la vitesse de la particule, x_k^i représente la position à l'instant k et p représente la meilleure position de la particule p^i ou de l'essaim p_k^g .

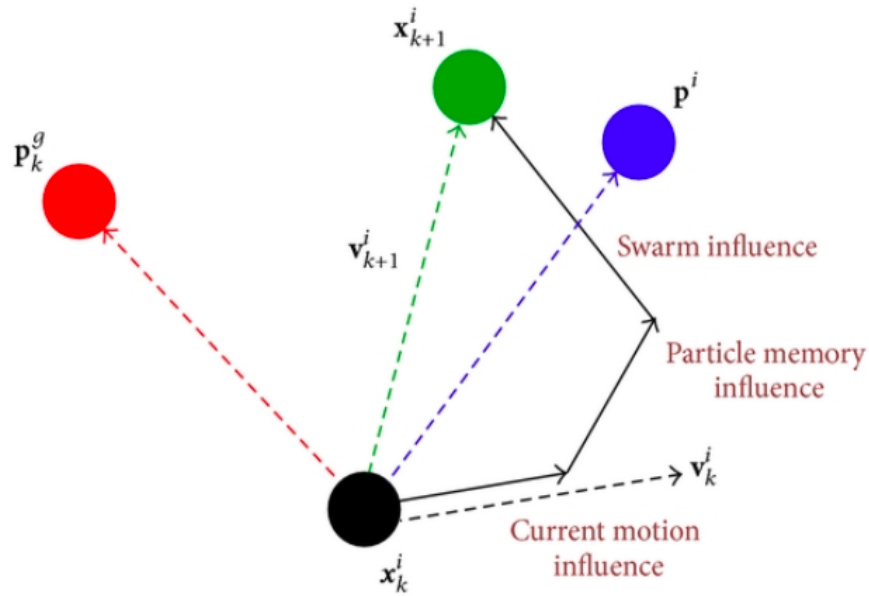


FIGURE 3.5 – Itération de la particule i pour passer de l'état k à l'état $k+1$ dans l'algorithme PSO (tiré de M. Zubair [33])

L'algorithme possède de nombreux paramètres qui font qu'il peut très bien s'adapter à certaines situations. Voici un exemple des paramètres les plus importants.

3.3.1 Le nombre de particules dans l'essaim

Le nombre de particules allouées à la recherche de la résolution dépend de deux paramètres : la taille de l'espace de recherche et le ratio capacité / temps de recherche maximum. La règle pour déterminer cette configuration est simplement de tester. On obtient ainsi une bonne perception de la plage à utiliser pour être suffisamment précise tout en ayant un temps de calcul adapté.

3.3.2 La disposition du voisinage

La topologie de voisinage illustrée dans la figure 3.6 permet de définir la communication entre chaque particule. Il existe bien sûr de nombreuses combinaisons. Les plus connues sont :

1. topologie en anneau : chaque rapport de particules avec n autres (généralement $n = 2$), la topologie la plus courante
2. topologie du rayon : chaque rapport de particules avec uniquement la particule centrale
3. topologie en étoile : chaque particule se rapporte à toutes les autres. L'optimum de voisinage est l'optimum global

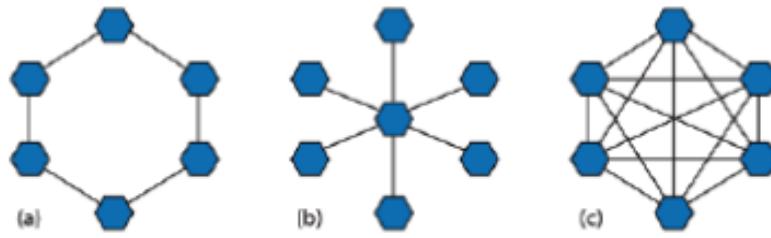


FIGURE 3.6 – Combinaison commune de communication entre les particules : (a)-anneau ($n=2$) ; (b)-rayon ; (c)-étoile, (tiré de Bouzid A. [2])

3.3.3 La distribution aléatoire

Les variables de distribution pèsent la tendance des particules à suivre leur instinct de conservation ou leur panurgisme. Ces variables aléatoires suivent des lois uniformes et sont toujours positives. Cela permet "d'explorer" l'espace défini de manière plus aléatoire.

3.3.4 La vitesse

Afin d'empêcher les particules d'approcher la valeur optimale "trop vite" et de ne pas la remarquer, il peut être nécessaire de régler la vitesse maximale pour améliorer la convergence de l'algorithme. Une autre méthode de limitation de la vitesse consiste à définir un facteur limite pour permettre de réduire l'espace de recherche. Les recherches d'Eberhart et Shi [11] nous permettent d'affirmer que le coefficient limite apportera une meilleure vitesse de convergence.

3.3.5 Le coefficient d'inertie

Le coefficient d'inertie w introduit par Eberhart et Shi [11] peut définir la capacité de détection de chaque particule pour améliorer la convergence de la méthode. Par conséquent, une grande inertie est égale à une grande amplitude de mouvement, elle est donc équivalente à la détection globale des particules. Une faible inertie aura tendance à explorer localement les particules. Ce coefficient peut trouver un compromis entre deux explorations possibles.

Ce facteur affecte grandement l'exploration de l'espace, mais ne peut garantir la convergence vers la solution optimale. Eberhart et Shi, [11], ont déterminé la meilleure plage d'utilisation de ce facteur. Cependant, la caractéristique la plus importante de cette étude est qu'une fois l'espace de recherche pleinement exploré, il est possible de changer le coefficient au fil du temps pour passer de l'exploration globale à l'exploration locale.

3.3.6 L'initialisation de l'essaim

La position des particules ainsi que leur vitesse initiale doivent être initialisées aléatoirement selon une loi uniforme sur $[0 : 1]$.

3.3.7 Le critère d'arrêt

Même si cette méthode est très efficace, rien ne garantit qu'elle convergera vers la solution optimale globale dans tous les cas. Par conséquent, l'algorithme doit avoir une porte de sortie : le nombre maximal d'itérations. Par conséquent, tant que l'un des critères de convergence n'est pas respecté, l'algorithme est exécuté :

1. le nombre maximum d'itérations est atteint ;
2. le changement de vitesse est proche de zéro ;
3. la solution trouvée est intéressante.

Selon Bratton et Kennedy [19], malgré sa simplicité, le grand nombre de changements subtils dans l'algorithme PSO conduit à un large éventail de choix, et il est souvent difficile de déterminer quelle version peut fournir les meilleures performances ou les plus pertinentes pour une question de recherche donnée.

3.4 Choix

Au regard des définitions des algorithmes définis précédemment, voici un tableau récapitulatif en fonction du besoin de l'étude : temps de calcul court, compréhension de l'algorithme et facilité d'utilisation.

TABLE 3.1 – Avantages et inconvénients des algorithmes précédemment définis

Algorithme	Avantages	Inconvénients
Recuit simulé	Résolution rapide, grande adaptabilité et taux de réussite élevé	Choix des paramètres difficiles et habituellement faits de manière empiriques, impossible ici
Algorithme génétique	Très bon lorsque le temps de calcul est élevé	La fonction coût est répétée indéfiniment, il faut définir entièrement l'algorithme
Essaim particulière	Utilisation simple, s'adapte à tout calcul de solution et temps de calcul court	Paramètres d'optimisations à déterminer

Le choix se porte donc sur l'algorithme d'optimisation par essaim particulière, qui, malgré le fait de devoir déterminer une partie de son comportement, est simple à utiliser et s'adapte aux changements de fonctions cout sans avoir à changer sa nature.

Chapitre 4

Conception et optimisation d'un panneau structurel en aluminium à âmes corruguées

4.1 Avant-propos

Ce mémoire est constitué d'un article scientifique soumis à la revue scientifique *Journal of Sandwiches Structures and Materials* le 1er juillet 2020. Une copie du courriel de confirmation de soumission se trouve en annexe D.

Titre en français : Conception et optimisation d'un panneau structurel en aluminium à âmes corruguées

Revue : Journal of Sandwiches Structures and Materials

Date de soumission 01 juillet 2020

Auteurs et affiliation :

Florian Domenge, étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de Génie Mécanique.

Alain Desrochers, ing. Dr ing., Professeur à l'Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de Génie Mécanique.

Elijah Van Houten, ing. Dr. ing., Professeur à l'Université de Sherbrooke, Faculté de Génie, Département de Génie Mécanique.

Résumé en Français Afin de répondre à des spécifications géométriques ou topologiques, il a été nécessaire de trouver une structure d'optimisation fondée sur de nombreux paramètres. De nombreux modes d'optimisation ont donc été recherchés et testés afin de trouver le programme d'optimisation le plus rapide et le plus fiable. Lorsqu'un niveau acceptable eut été trouvé, les objectifs étaient de mettre en œuvre tous les calculs analytiques pour trouver les meilleurs paramètres en fonction de la demande. Cet article contribue à trouver un moyen d'optimiser les panneaux ondulés structurels en aluminium selon la demande.

4.2 Manuscrit

Voici l'article soumis au Journal of Sandwiches Structural and Materials.

Design and optimisation of aluminium structural corrugated panels

Journal Title
XX(X):1–8
©The Author(s) 2016
Reprints and permission:
sagepub.co.uk/journalsPermissions.nav
DOI: 10.1177/ToBeAssigned
www.sagepub.com/

SAGE

Alain Desrochers, Elijah Van Houten and Florian Domenge

Abstract

A numerical optimization approach was developed in order to achieve geometric or topological specifications for aluminum corrugated structural panels. After consideration of a variety of different optimization methods, a particle swarm method was chosen, and the controlling parameters were adjusted to achieve rapid and robust optimal structural specifications. The optimization method was based on an analytic model for the effective rigidity of corrugated structural panels. This article illustrates the application of recent stochastic optimization methods to structural element optimization.

Keywords

Sandwich Structure, Corrugated, Aluminium, Optimisation, Stochastic Algorithm, Particle Swarm

What is already known ?

It is known that sandwich structures can be used to improve the stiffness-to-mass ratio of a panel of a given thickness. Foam core and honeycomb panels are used commonly in industrial and transport applications. Honeycomb panels are the generally preferred choice, due to their light weight, moisture resistance and improved rigidity.

What is the contribution of the study ?

The corrugated panels proposed in this study can achieve stiffness-to-mass ratios similar to those observed in honeycomb panels, with the added advantage of allowing the passage of services such as electric wiring, hydraulic lines or plumbing. The possibility of integrated service passage is of particular interest as it allows a concomitant reduction in floor thickness, and therefore ride height. However, given the wide range of parameters controlling corrugated panel design, and the important influence these parameters can have on the overall rigidity of the panel, specialized optimization methods are needed for efficient design.

Introduction

Urban public transport concepts (bus, light rail, etc.) are confronted with numerous challenges as they are required to address an increasingly varied range of criteria; from energy efficiency and durability concerns to issues of safety, flexibility and capacity to accept a wide range of passenger needs. Importantly, public transport energy efficiency is a key factor for continued development in the current ecological context. Transport design must therefore include substantial optimizations in terms of weight and part-count reduction to achieve these objectives. Moreover, there are significant advantages to modular designs which allow the rapid adaption of a design concept to particular configurations depending on length, motorization, and intended purpose.

The goal of the current research is to develop a corrugated structural panel design process capable of achieving

rigidities that are competitive with honeycomb panels while offering design flexibility, modularity and service passage. The focus will be on the design of floor panels for public transport buses, as they present a challenging range of design specifications.

The structural panels using in engineering generally consist of two plates separated by a core. The choice of core material defines the properties of the panel (foam, honeycomb, corrugated). The face plates are designed to carry bending moments while the core is designed to carry shear loads. The objective in general is to have a low-density core, providing high flexural resistance through the separation of the face plates while contributing very little weight, leading to a high stiffness-to-mass ratio. Figure 1, from Binetruy (1), shows several different sandwich panel designs.

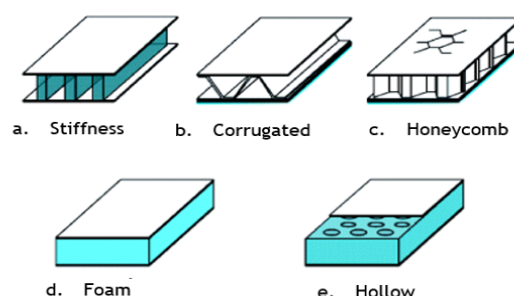


Figure 1. Different core typology by Binetruy (1)

Corresponding author:

Florian Domenge University of Sherbrooke, Department of mechanical engineering

Email: florian.domenge@usherbrooke.ca

Inspired by nature, honeycomb panels are lightweight and provide more structural resistance than foam core panels. Despite certain production challenges, they are one of the most common structural panel concepts in current use, particularly in the aircraft industry. Although they have a good stiffness-to-mass ratio, honeycomb panels do not offer sufficient structural resistance to support heavy loads, which can lead to thick panel designs. In addition, the honeycomb core structure does not allow service passage.

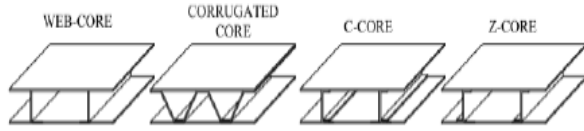


Figure 2. Example of structural cores by Difs and Ro (2)

Corrugated Panel Design

There are several different structural panel core designs currently used in the transport industry, particularly in naval, aircraft or spacecraft applications. Examples of these structures are shown in figure 2, from (2). Difs et al. provide an excellent overview of the different properties of these various core designs. For the target application of floor panels for public transport buses, the corrugated core panel was chosen (3). Indeed, by thinking about the final geometry of the panel, only the corrugated core solution can, by tressing strips in both directions, be able to let services passage in each pattern. In addition, the other core, by increasing their height can have a effective stiffness but there is a weakness in the material resistance between each strips.

Zhang et al. (4) as well as Boorle et al. (5) have shown that corrugated structural panels are most efficient in terms of response to flexural loads. In addition, a corrugated core allows a variety of configurations to permit service passage and allow modular, flexible design.

One disadvantage of a traditional corrugated core design is that service passage is only possible in one direction. Additionally, the effective panel rigidity is often anisotropic. Sun et al. (6) have shown that tressed core structures made of corrugated strips provide service passage in two directions as well as allowing more variability in effective panel rigidity, including the ability to generate isotropic rigidities.

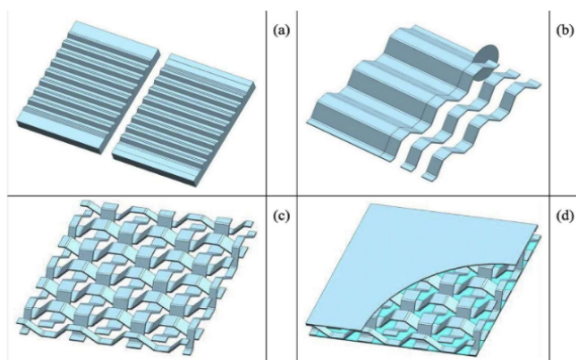


Figure 3. Tressed core structures by Sun (6)

Rigidity Calculation

Given the critical role of the stiffness-to-mass ratio in structural panel design, efficient methods for the calculation of the rigidity of a particular panel design were needed. Given the extreme computational costs of finite-element based methods for this calculation, an analytic model for corrugated panel rigidity was developed and verified, see (7), based on the work of Libove et al. (8).

For the present study, two different panel configurations were considered: (a) one-way corrugated panels; (b) one-way corrugated strips. These two configurations are illustrated in figures 4 and 5, respectively.

The One-Way Corrugated Panel (OWCP) Model

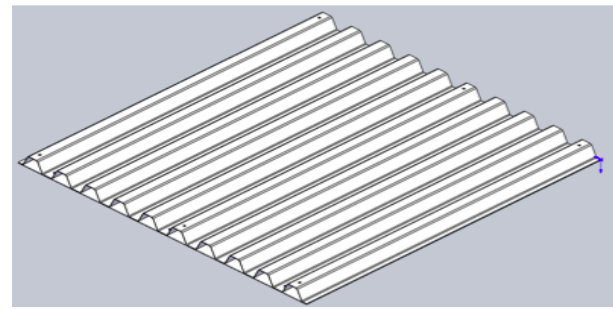


Figure 4. The one-way corrugated panel (OWCP) configuration

The model for the effective rigidity of a one-way corrugated panel is given by the NACA paper (8) :

$$Dx = EIx = Ec * IC + (E1 * t1 * kEIx^2 + Ec * AC * (kc - kEIx + E2 * t2 * (1 - kEIx)^2) * (h + t1/2 + t2/2)^2 \quad (1)$$

Where :

1. E_c , E_1 and E_2 represent the Young's modulus of the core, the bottom plate and the top plate.
2. IC , I_1 and I_2 represent the moment of Inertia per unit width of the core, the bottom plate and the top plate.
3. EIx represents the bending stiffness, per unit width.
4. $kEIx$ represents the distance between middle surface of lower face and centroidal axis associated with EIx
5. kc represents the distance between middle surface of lower face and centroidal axis of corrugation

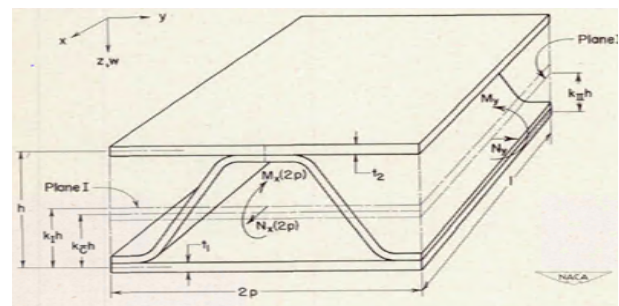


Figure 5. The NACA's modelisation used to determine rigidities (8)

and in the other direction :

$$EI_y = (E1 * t1 * kEI_y^2 + E2 * t2 * (1 - kEI_y)^2) * h^2 \quad (2)$$

$$Dy = EI_y / (1 - \mu_1^2 * (1 - EI_y/EI_x) - (\mu_1^2 - \mu_2^2) * (kEI_x - kEI_x * EI_y/EI_x) - (\mu_1 - \mu_2)^2 * ((1 - kEI_x) * kEI_x * EI_y/EI_x - EI_y/(EA_x * h^2))) \quad (3)$$

Where :

1. E1 and E2 represent the Young's modulus of the core, the bottom plate and the top plate.
2. μ_1 and μ_2 represent the Poisson's ratios of the plates.
3. EI_x and EI_y represent the bending stiffness, per unit width, in both patterns.
4. kEI_x and kEI_y represent the distance between middle surface of the lower face and the centroidal axis associated with EI_x and EI_y
5. EA_x represents the extensional stiffness of the corrugated core sandwich plate in the x-direction

The One-Way Corrugated Strip (OWCS) Model

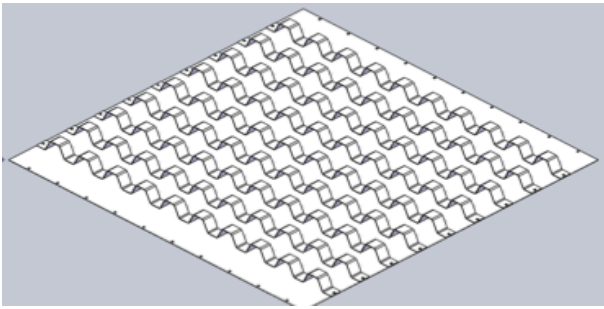


Figure 6. The one-way corrugated strip (OWCS) configuration

The effective stiffness of the one-way corrugated strip model was developed using the fill ratio of the core strips applied to the effective core rigidity of the equivalent one-way corrugated panel model.

Local Rigidity Calculation

The 2013 American Public Transportation Association (APTA) norms for urban buses (9) provide specifications for the floor structure, including the frame. The majority of these norms concern the overall mechanical response of the frame to twisting and bending loads. However, norms are also provided for the minimal resistance to local passenger loads. APTA requires that the floor is able to resist the so-called heel test, a load of 150 lbs. applied over a 0.5 inch diameter area. This local rigidity test is critically important for the corrugated panel designs considered here.

The points most susceptible to local deflections in the corrugated panel design are regions where the panel surface consists of only one sheet of material. A simple model based on beam theory and the Bernoulli principle was developed to determine the response of the panel to the heel test in these locations. The beam was modeled as having simple supports

on both ends, with a local distributed load, equivalent to the 0.5 inch diameter, applied symmetrically about the center as shown in Figure 7.

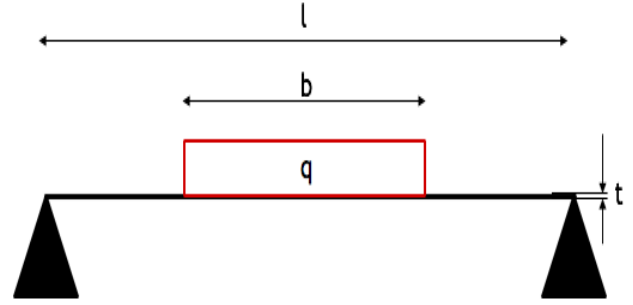


Figure 7. Beam configuration and loading

The thickness of the beam is determined by the thickness of the panel sheet material, while the width of the beam was fixed at a small, finite value 0.5 inches, to represent the line in the center of a circular deflection, where transverse bending approaches zero. The heel test includes consideration of the maximum deflection and the maximum stress observed in the material. The maximum deflection is given by Eqs. 4 (for the case of span lengths longer than 0.5 inches), Eqs. 5 (for spans shorter than 0.5 inches):

$$f_{max} = \frac{q * (8 * b * l^3 - 4 * l * b^3 + b^4)}{384 * E * I} \quad (4)$$

$$f_{max} = \frac{5 * q * l^4}{384 * E * I} \quad (5)$$

Where l represents the span length, q represents the linear loading (pressure of 5.29 N/mm² on a 0.5 inches line : 67.183 N/mm), and b represents the the loading diameter (0.5 inches).

The maximum stress in the sheet material is estimated by Eq 6:

$$\sigma_{max} = \frac{Mf * 0.5 * t}{I} \quad (6)$$

Where Mf is the maximum bending moment in the span estimated by Eq 7, t is the sheet thickness, and I is the moment of inertia, given by Eq 8.

$$Mf = R * l/2 - 0.5 * q * (b/2)^2; \quad (7)$$

Where R represents the support reaction of the beam, l represents the length of the beam, q represents the linear loading and b represents the loading diameter (0.5 inches).

$$I = w * t.^3/12 \quad (8)$$

Where w represents the fixes width of the beam and t is the sheet thickness.

Based on these estimates, optimal panel geometries will be generated that meet the heel test requirements for a maximum local deflection of 15 mm and a maximum sheet stress of 193 MPa, (Tensile Yield Strength of 5052 H32 sheets of aluminium).

Important parameters

As seen above, the properties of the corrugated structural panels depend on multiple parameters. The design process involves determining the overall dimensions of the panel, as well determining the corrugation geometry. The parameters defining the corrugation geometry are shown in figure 5.

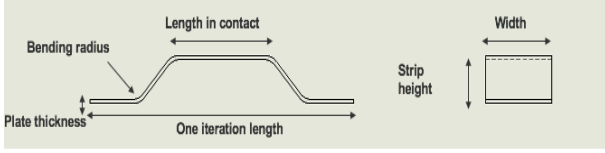


Figure 8. Corrugated strip geometry

The final optimization parameters for the two panel configurations are thus:

Parameter	Configuration	Min Value	Max Value
Plate thickness (t)	OWCP and OWCS	0.9 mm	1.1 mm
Iteration length (L)	OWCP and OWCS	50 mm	500 mm
Folding radius (r)	OWCP and OWCS	0 rad	$\frac{\pi}{2}$
Length in contact (cl)	OWCP and OWCS	20 mm	100 mm
Strip height (h)	OWCP and OWCS	10 mm	50 mm
Strip width (w)	OWCS	20 mm	500 mm
Glue Length	OWCP and OWCS	20 mm	

Table 1. Parameters of the corrugated strip geometry

The particle swarm definition

The particle swarm optimization method

The implementation of the particle swarm optimization (PSO) method used here was is part of the the Matlab Optimization Toolbox (Mathworks, Natick, Massachusetts, USA). Here we present a study of the effect of different optimization parameters on the structural optimization problem presented above. In general, PSO is a stochastic optimization approach where a set of particles, each representing a particular structural configuration, are introduced at random into the parameter space determined by the limits defined in Table 1. For each particle, the structural configuration is used to calculate the value of a Cost Function, F , which is used to rank the particles in terms of how well the meet the specified design objectives. After initiation, the position of each particle within the parameter space, x_k^i , is adjusted iteratively, to x_{k+1}^i , with the goal of reducing the cost function value for each particle and thus, over time, discovering the lowest cost function values possible within the specified parameter space. At each iteration the particle positions are adjusted according to Eq. 9.

$$x_{k+1}^i = x_k^i + w_k * v_k^i + R1 * (p^i - x_k^i) + R2 * (p_k^g - x_k^i) \quad (9)$$

Where:

1. W_k represents the inertia of particle i .
2. V_k^i represents the motion of particle i at iteration k .
3. $R1$ represents the coefficient of influence memory on the particle i .
4. P^i represents the best known position of the particle i .

5. $R2$ represents the coefficient of swarm influence on the particle i .
6. p_k^g represents the best known position of the swarm.

The different components of the particle iteration step from x_k^i to x_{k+1}^i are shown in Figure 9.

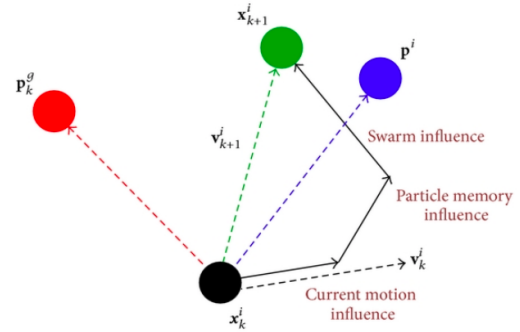


Figure 9. Change from iteration k to $k + 1$

The cost function

The definition of the cost function is the most important aspect of any optimization problem. The cost function must consider all the criteria important for the design specification, as well as the characteristics of the material and the loading case used to determine the panel rigidity. The key design criteria in this case where panel weight and rigidity, particularly in comparison with honeycomb panels, which are the current industry standard. In PSO, the cost function can also enforce limits on the design parameters (shown in Table 1).

The complete formulation of the cost function for the structural optimization problem considered here is given by Eq 10 :

$$F = W/W_{honeycomb} \quad (10)$$

Where W represents the weight of the optimized panel, $W_{honeycomb}$ is the weight of the honeycomb panel with the same dimensions as the optimized panel.

Before returning this result, the function cost make sure that criteria are respected : heel test, minimum rigidity value, no plasticity, glue length and geometry possibilities.

PSO control parameters

PSO is governed by a number of different algorithmic control parameters, which are studied here for this particular case of structural panel optimization.

Number of particles The number of particles used in the PSO algorithm is one of the more important control parameters governing the quality of the results obtained. In general, using more particles accelerates the number of iterations necessary for convergence, at the cost of the additional calculations needed for each particle. Figures 10 and 11 show the influence of the number of particles on PSO efficiency, as calculated by number of iterations. Figure 11 shows that in addition the finding the optimal solution more quickly, the PSO algorithm is even capable of finding a better solution, with the addition of more particles.

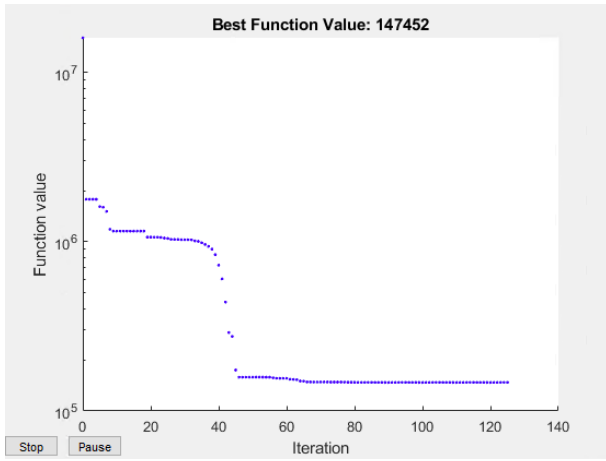


Figure 10. Best solution at each iteration with 10 particles

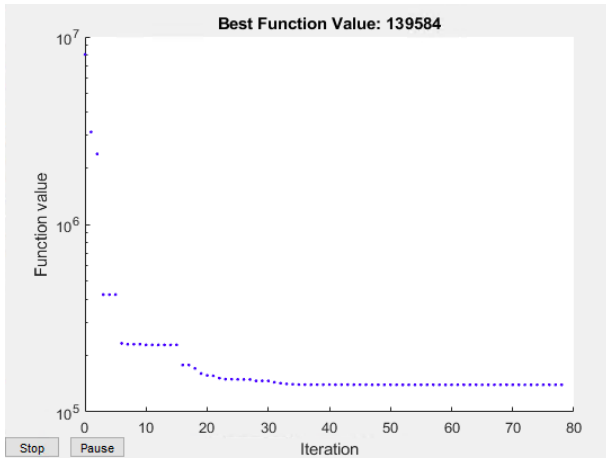


Figure 11. Best solution at each iteration with 50 particles

This efficiency in terms of iterations is misleading however, as in fact the number of total calculations required by the PSO algorithm increases with the number of particles. Figure 12 shows the trade-off between number of iterations and number of total calculations, for different numbers of particles (from 2 to 100). As can be seen, above 25 particles, the gain in reduced iterations is minimal, while the increase in number of calculations grows rapidly. For the optimal solutions presented here 25 particles were used for the PSO algorithm.

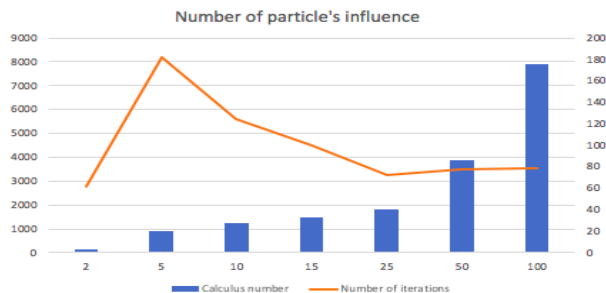


Figure 12. Particle's and iteration's correlation

Number of Stall Iterations This parameter treats the number of iterations of no change in particle position before the algorithm stops. As with any optimization method, the goal

of PSO is to achieve $F = 0$. This however is not physically feasible, and the stopping criteria is needed to end the algorithm when no further progress is achievable efficiently. In the Matlab PSO implementation, the number of stall iterations is used as the stopping criteria. This represents the number of iterations where there is no change in the particle position vectors, i.e. $x_k = x_{k+1}$, the algorithm stops calculation. Figure 13 shows the difference in final value of F as a function of number of stall iterations. As can be seen, above 15 stall iterations, there is no gain in the final value of the F . This was the value used for the solutions presented here.

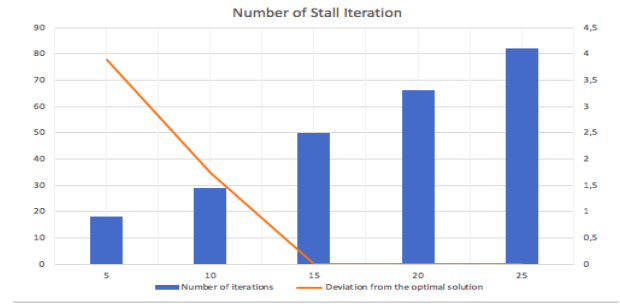


Figure 13. Max Stall iteration influence

Weighting of particles As stated above, PSO uses Eq 9 to calculate the position of each particle at the next iteration. This equation is governed by a number of control parameters, in particular the Inertia Weight, w_k , the Self Adjustment Weight $R1$ and the Social Adjustment Weight, $R2$. Figure 14 shows the progression of F as a function of iteration for the case where all weights were equal and set to a value of 1.

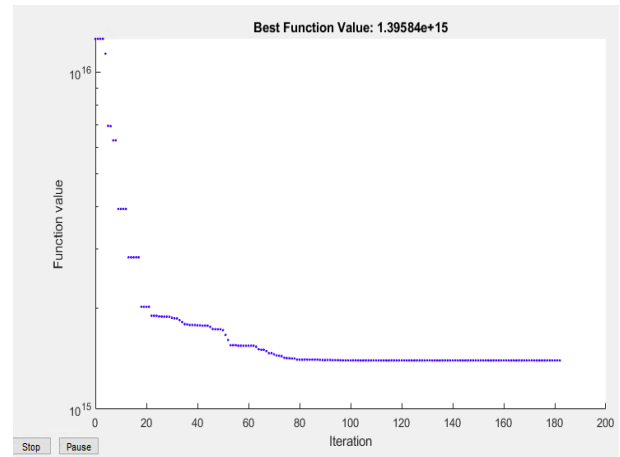


Figure 14. Equal weight of the influent parameters

The particle inertia governs how much the current direction of motion $x_k - x_{k-1}$ influences the particle direction for next iteration. If the inertia is too high, particles will explore the parameter space without being attracted to advantageous configurations on different search paths. If the inertia is too low, the particles tend to rest in one position and not explore the parameter space sufficiently. Figures 15 and 16 show the variation of the progression of F for different inertia weights (5 and 0.2), while the other weights were left at the same value as in Figure 14. As can be seen, a reduced inertia weight of 0.2 led to a lower final value of F

in a roughly equivalent number of iterations. This parameter was thus set at 0.2 times less influent than other ones for the results presented here.

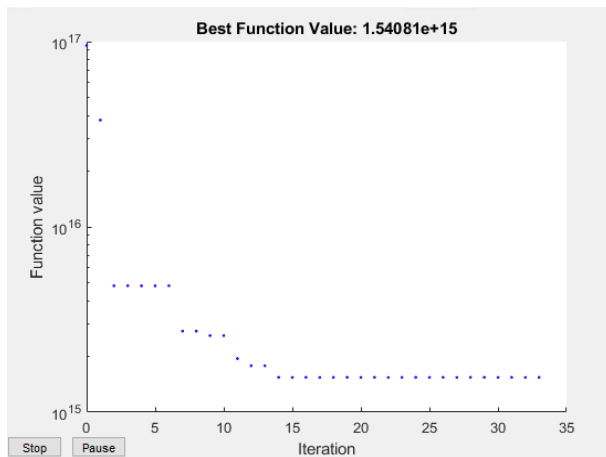


Figure 15. Inertia weight 5

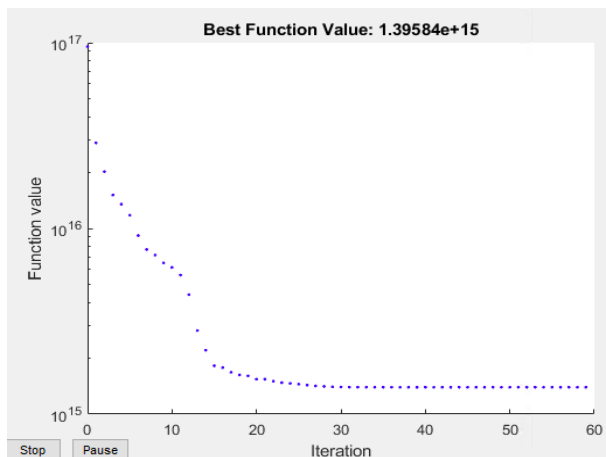


Figure 16. Inertia weight 0.2

The social adjustment weight has a stronger influence on the PSO algorithm than the inertia weight. Figures 17 and 18 show the algorithm performance for social adjustment weights of 5 and 0.2, respectively (all other weights left as in Figure 14). If the social adjustment weight is too high, all particles will be attracted to the current best solution and will not sufficiently explore the parameter space. If the social adjustment weight is too low, particles will simply follow their own local solution paths and not be attracted to better overall solutions. When the social adjustment weight is too high, the algorithm converges quickly to a non-optimal solution. When the social adjustment parameter is too low, the algorithm may find a better overall solution, but convergence is much slower.

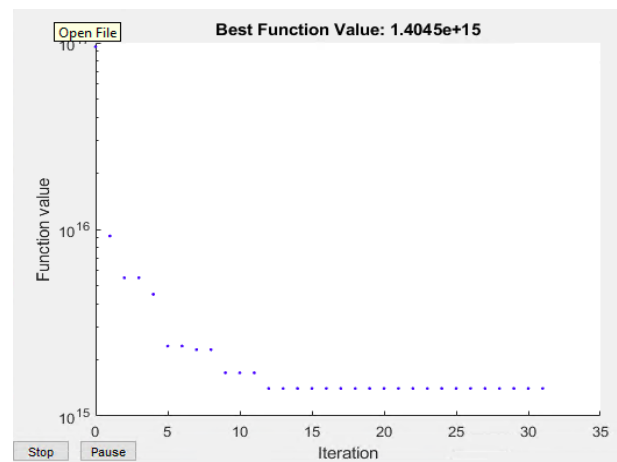


Figure 17. Social Adjustment weight 5

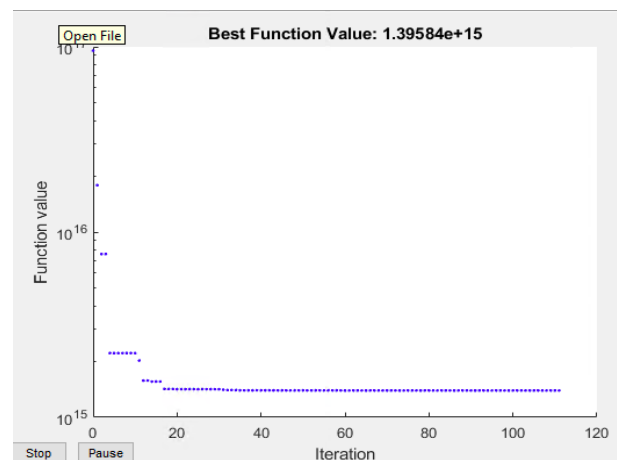


Figure 18. Social Adjustment weight 0.2

Table 2 summarizes the final parameter weights for the PSO algorithm as implemented here.

Parameter	Chosen configuration
Number of particles	25
Number of Stall Iteration	15
Weighting particles of Inertia	0.04
Weighting particles of Social adjustment	0.2
Weighting particles of Self adjustment	1

Table 2. Final parameters weight for the PSO algorithm

Panel configuration

For the study presented here, panel dimensions were specified as 50 cm X 50 cm. The loading conditions for rigidity testing were a surface pressure of 150 lbs on a 0.5 in diameter rod as shown in Figure 7. Final panel designs were required to meet the 2013 APTA (9) norms as well as the conditions specific for corrugated structural panel fabrication given in Table 1.

Results

One way corrugated panel

The initial optimal solution for the one-way corrugated panel is shown in Figure 19. The final glue length for this solution

was 5mm. This length determines the width of the adhesive regions between the sandwich core and the top and bottom plates, seen in Figure 19 as the thin, flat horizontal peaks and valleys of the corrugated core). The 5mm width seen in Figure 19 was found to be insufficient for the specifications of the adhesive manufacturer. This optimization constraint was thus changed to 20 cm, resulting in the optimal design configuration shown in Figure 20.

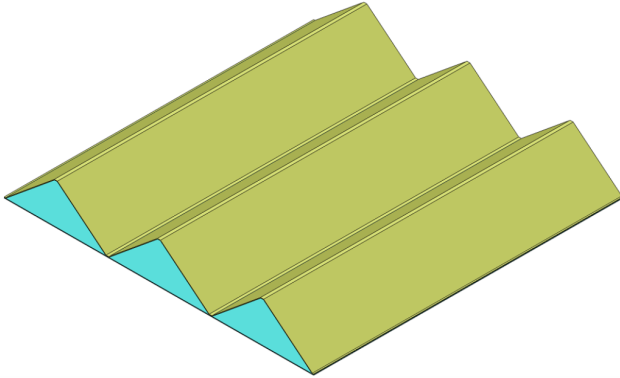


Figure 19. One-way corrugated panel 1st version

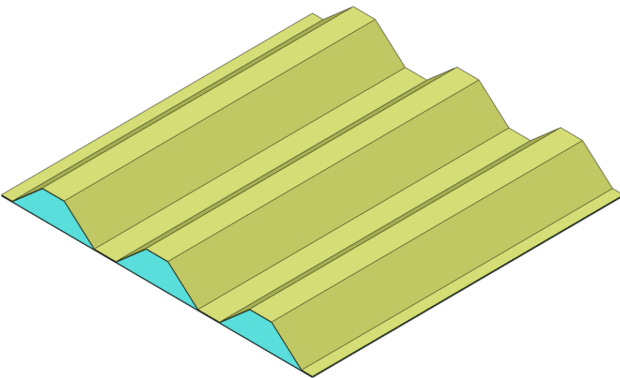


Figure 20. Weight result of the algorithm

The structural specifications of this final panel design are: Weight: The panel is 28 % heavier (1.81 kg vs 1.4 kg) than the equivalent honeycomb panel. Rigidity: The panel is 10 times stiffer than the equivalent honeycomb panel in direction X, and as stiffer in direction Y. This configuration required 120 iterations of the PSO algorithm to converge, which required 1.7 hours of computing time on desktop workstation with an Intel Core i7-6700 CPU 3.4 GHz processor with 8 GB of DDR4-2133 (PC4-17000) RAM.

Banded One-way Corrugated Panel

The second panel design considered in this study consisted of a one-way corrugated core consisted of corrugated bands rather than full, corrugated sheets. The number of bands and spacing between each band thus were added as optimization parameters to the PSO algorithm. Rigidity calculations were done analytically using Eqs 1-3, with the appropriate fill level corresponding to the number and spacing of the bands. The heel test was also expanded to include a calculation using the spacing between the bands. Figure 21 shows the initial

optimal solution for the banded panel concept, where the final band width was only 0.76 cm.

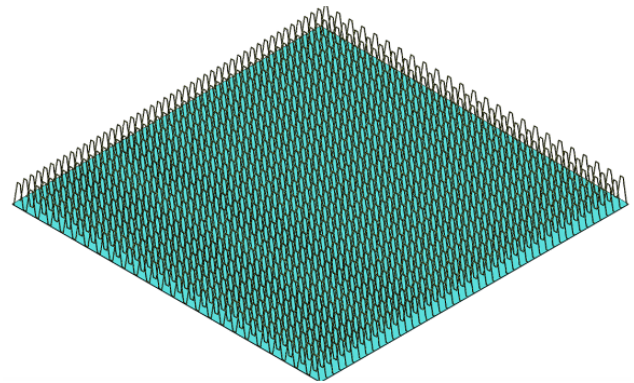


Figure 21. First result for the one direction's band panel

Again, this small dimension was found to be insufficient for the specifications of the adhesive manufacturer, and the minimal band width was set at 20 mm. Figures 22 to 24 illustrate the details of this final banded configuration.

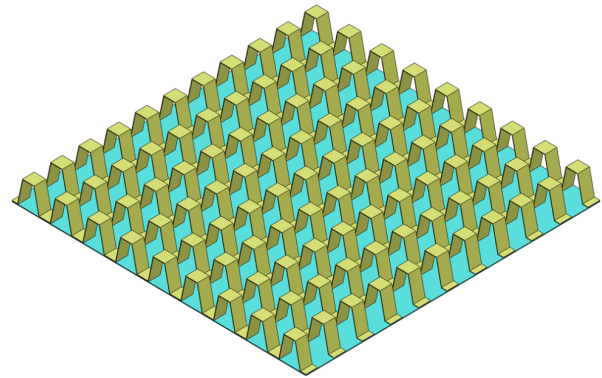


Figure 22. Final geometry for the one direction's band panel

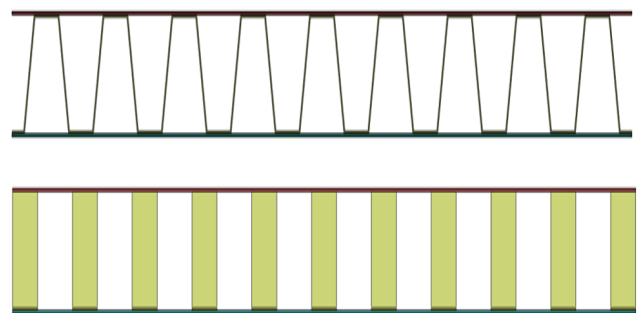


Figure 23. Panel sides view

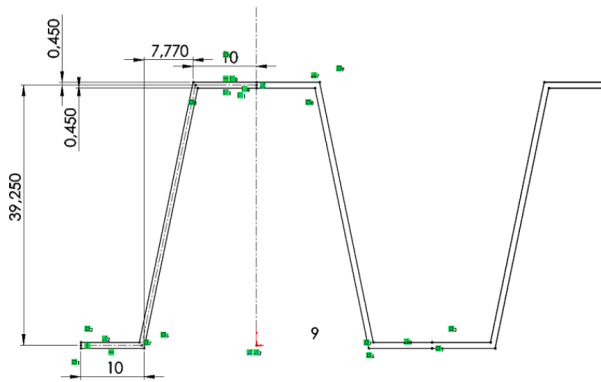


Figure 24. Geometry of one iteration of the core

The structural specifications of this final panel design are: Weight: The panel is 8.9 % heavier (1.61 kg vs 1.48 kg) than the equivalent honeycomb panel. Rigidity: The panel is 3.73 times stiffer than the equivalent honeycomb panel in direction X, and as stiffer in direction Y. This configuration required 260 iterations of the PSO algorithm to converge, which required 3.05 hours of computing time on desktop workstation with an Intel Core i7-6700 CPU 3.4 GHz processor with 8 GB of DDR4-2133 (PC4-17000) RAM.

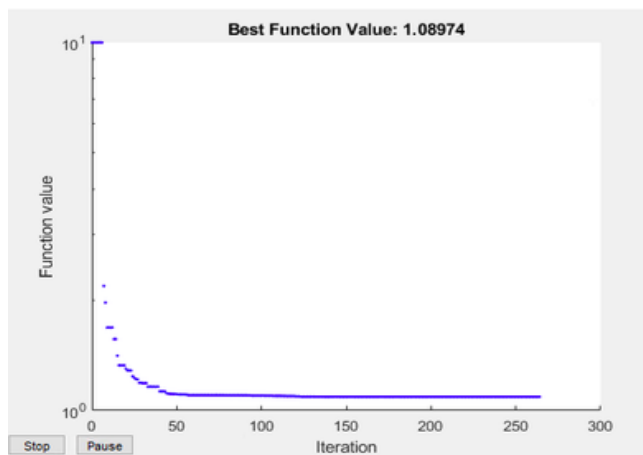


Figure 25. Result of the algorithm which compare with the honeycomb weight

Discussion

PSO

Other stochastic optimization methods such as simulated annealing or genetic algorithms were also tested for this application, without major success. The PSO algorithm lends itself to easy adaption to the constraints and criteria of structural optimization. The PSO control parameter modification study presented here provided a relatively direct path towards efficient and successful optimal panel designs. The final calculation times for these designs were reasonable for professional engineering applications and can be dramatically improved by parallel computing methods (in theory, the total calculation is divisible by the number of CPUs available for calculation, up to the limit of the total number of particles used in the PSO algorithm).

Corrugated Core Structural Panels

While experimental results are still needed to validate the structural characteristics of the designs presented here, the corrugated core structural panels show great potential as design components for public transport methods. These panels offer a significant advantage in rigidity over equivalent honeycomb panels, with only minor compromises in terms of weight. In addition, the panel designs shown here offer the potential for significant service passage within the panel, potentially eliminating additional design components that are necessary for honeycomb panel designs and thus simplifying the overall design and possibly reducing weight. Additional corrugated core designs are possible, allowing service passage in multiple directions, as well as more complicated design configurations, such as panels with varying height or thickness, and panels with intentional anisotropic structural properties. These configurations should also be well suited to efficient design by the PSO structure presented here.

References

- [1] Binétruy C. Structures sandwich. *Techniques de l'ingénieur* 2008; .
- [2] Difs J and Ro A. Multi-scale modelling of corrugated core steel sandwich panels subjected to out-of-plane loads 2017; .
- [3] Laverne C. Méthodologie de conception et optimisation d'une structure en aluminium clipsable appliquée à un plancher d'autobus 2017; .
- [4] Zhang, Supernak P and Mueller-Alander S. Improving the bending strength and energy absorption of corrugated sandwich composite structure. *Materials and Design* 2012; .
- [5] Boorle R and Mallick P. Global bending response of composite sandwich plates with corrugated core: Part i: Effect of geometric parameters. *Composite Structures* 2016; .
- [6] Y Sun TW L Guo. Bending behavior of composite sandwich structures with graded corrugated truss cores 2018; .
- [7] Casamatta R VHE Desrochers A 2020; .
- [8] Libove C and Batdorf SB. A general small-deflection theory for flat sandwich plates 1948; .
- [9] Association APT. Standard bus procurement guidelines 2013; .

Acknowledgements

The authors would like to thank University of Sherbrooke and the NSERC for their continuous support to this research project.

Chapitre 5

Panneau final

5.1 Tressage normal

Les résultats de l'article concernent les panneaux à une et plusieurs bandelettes dans une seule direction. Or lors de l'état de l'art, les travaux de Sun [31] sur lesquels l'étude se base ont montrés des bandelettes corruguées dans les deux directions, comme montré sur la figure 5.1.

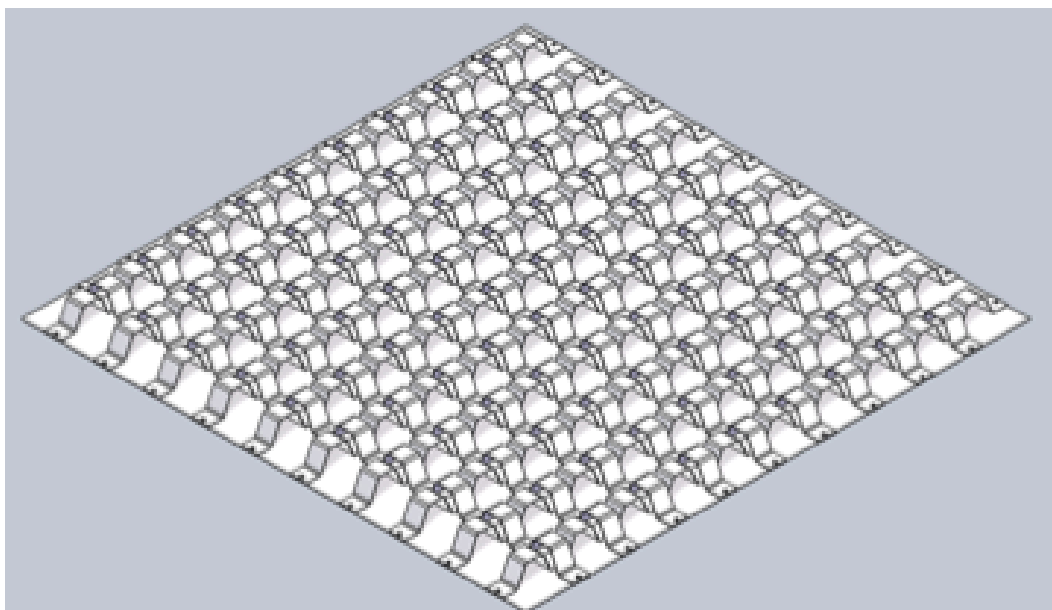


FIGURE 5.1 – Géométrie de panneau avec bandelettes tressées

Cependant, les travaux de la NACA [24] sur lesquels l'étude se base ne donne que la modélisation analytique de la rigidité pour un panneau corrugué avec une seule bandelette. Pour avoir un modèle analytique viable pour un panneau avec plusieurs bandelettes, il a fallu valider le modèle expérimentalement. Le modèle d'alors est en plus vraiment simple à comprendre, car le panneau à plusieurs bandelettes est simplement un assemblage de plusieurs panneaux à une bandelette.

Or pour le panneau final, les bandelettes dans les deux directions font que le modèle analytique n'est plus aussi simple. En effet, le calcul simplifié de la rigidité suivant la direction X peut se modéliser comme suit :

$$DX_{tot} = N1 * DX_{bandelettes} + N2 * DY_{bandelettes} + \Gamma \quad (5.1)$$

Où :

1. DX (DY) représente la rigidité suivant la direction X (Y)
2. N1 (N2) représente le nombre de bandelettes dans la direction X (Y)
3. Gamma est l'influence que le tressage des bandelettes a sur la rigidité

Pour déterminer cette rigidité, des tests sont nécessaires et étaient prévus. Malheureusement, avec les retards pris lors du confinement lié au Covid-19, la fabrication du panneau en sous-traitance n'a pas été possible à temps, tout comme les expérimentations qui devaient en découler.

5.2 Tressage amélioré

Enfin, des réflexions portées sur des améliorations au panneau tressé ont permis d'aboutir à d'autres designs. En effet, dans la problématique des autobus, le passage de service peut être important mais pas forcément nécessaire sur toute la longueur des panneaux. Ainsi, pour renforcer certaines parties du panneau, qui peuvent être soumise à l'appui d'un banc, ou d'une attache, le design de la figure 5.2 peut être proposé :

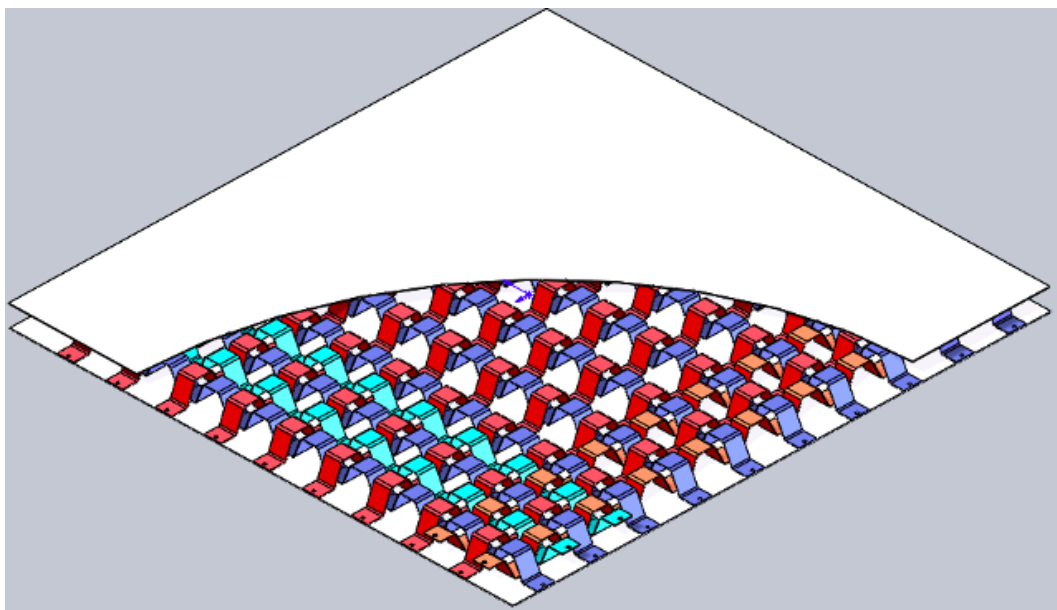


FIGURE 5.2 – Géométrie améliorée du panneau avec bandelettes tressées

Pour ce panneau, il est possible de rajouter des bandelettes déphasées d'une demi-itération pour permettre de renforcer un côté du panneau. Ici les bandelettes du panneau tressés normal sont bleu foncé et rouge, tandis que celles correspondant à une amélioration de la rigidité sont bleu ciel et oranges.

Chapitre 6

Discussion sur la méthodologie de travail

Comme annoncé lors de la conclusion de l'article soumis, de nombreux points peuvent prêter à discussion.

Choix de l'algorithme

Les différents algorithmes explorés sont expliqués dans le chapitre sur le choix de la méthode d'optimisation qui s'est alors porté sur l'algorithme d'optimisation par essaim particulaire. Ce choix a été dicté par la simplicité de compréhension et d'utilisation pour un novice. Cela dit, il est évident qu'une personne expérimentée aurait pu définir un autre algorithme stochastique, voire une méthode complètement différente. Cependant, au vu des options présentes à l'époque de ce choix et de l'aboutissement à un résultat en un temps acceptable, ce choix peut être considéré comme adéquat.

Choix des paramètres de l'algorithme

L'utilisation de la "toolbox" de Matlab m'a permis d'utiliser l'algorithme de Matlab sans que je n'ai eu le besoin de le coder. Ce gain de temps a été aussi un gage de réussite pour l'étude. Cependant de nombreux choix ont été faits concernant les différents paramètres propres à l'algorithme. Ces choix ne sont aucunement une règle générale à adopter lors de l'utilisation du PSO mais plutôt un rapport des différents tests effectués pour la présente utilisation. Je suis convaincu que les paramètres par défaut défini par Matlab sont bien mieux configurés pour une utilisation standard, ce qui explique notamment le temps de calcul de l'algorithme avec les changements opérés.

Contraintes mises en place

Lors de la mise en place de la fonction de calcul, de nombreuses contraintes ont été mises en place. Ces contraintes sont liées à l'essai du talon et la comparaison avec le panneau en nid d'abeille principalement. La définition de l'essai du talon est issue de la norme APTA [5] et la compréhension de cette norme. Des calculs analytiques de modélisations des poutres (voir annexe C) ont permis de définir les valeurs de flèche et de plasticité maximales admissibles en fonction des valeurs du panneau.

Bien que ces résultats analytiques soient justes, on peut se poser la question de l'utilisation de ces formules par rapport à une géométrie qui n'est pas une poutre. Malheureusement, encore une fois à cause du Covid-19, aucun test en laboratoire n'a pu être réalisé avant l'écriture et la soumission de l'article et du présent mémoire. On peut donc émettre un doute avant de valider le choix de modélisation. Quand à la comparaison par rapport au panneau en nid d'abeille, celle-ci a été faite avec un panneau acheté dans le commerce. Même si les caractéristiques de ces panneaux ressemblent à celles des panneaux utilisés par les fabricants d'autobus urbains, les ententes de confidentialité ne nous ont pas permis d'en obtenir les caractéristiques. Les calculs de poids et de rigidité ont donc été faits en laboratoire, puis adaptés au modèle analytique développé. Ainsi, comme montré dans l'annexe C, le modèle permet de définir les caractéristiques du panneau objectif. Ici encore, on peut émettre un doute sur la véracité de la comparaison. En effet, le panneau mesuré peut avoir des différences par rapport aux panneaux utilisés en industrie.

Rigidité des panneaux en nid d'abeille

La rigidité des panneaux en nid d'abeille a été calculée de façon expérimentale. En effet, avec le panneau acheté dans le commerce, des tests de rigidité ont permis de déterminer la rigidité de l'âme en nid d'abeille des panneaux (voir Annexe C.4). La rigidité des feuilles extérieures étant déterminé analytiquement. La rigidité du panneau en nid d'abeille globale est donc déterminé en combinant une valeur expérimentale de la rigidité de l'âme et une valeur analytique de la rigidité des feuilles. Ce modèle de calcul de rigidité est donc à remettre en cause pour : soit prendre une valeur de rigidité donnée par des expérimentations, mais difficilement applicables à un changement des dimensions ; soit ne faire qu'un calcul analytique pour tout le panneau, mais il faudrait un modèle analytique du panneau, non fourni par les fabricants.

Chapitre 7

Conclusion

Cette étude présente le développement d'une méthode d'optimisation d'une structure de panneau en aluminium, basée sur une conception particulière du dit panneau. En se basant sur les résultats de modélisation de calcul de rigidité de panneau, et en l'adaptant à la géométrie voulue lors de la conception, l'algorithme d'optimisation par essaim particulaire a permis de déterminer le panneau le plus léger tout en répondant à certaines contraintes d'utilisations et de fabrication. Le résultat de cette étude permet de donner un outil pour fabriquer ce type de panneau suivant les besoins d'un client, d'où l'utilisation de cet algorithme.

7.1 Respect du Cahier des charges

L'objectif du projet était de concevoir un nouveau type de panneau, répondant à un cahier des charges aussi bien que les panneaux actuels, tout en faisant passer des services dans les deux directions. À cet effet, il faut avouer que le cahier des charges n'a pas été totalement rempli. Ainsi, en partie à cause des problèmes rencontrés lors de la crise du Covid-19, les expérimentations et modélisations liées au panneau final n'ont pas pu aboutir. Le panneau obtenu n'est pas exactement celui voulu. Cependant, les panneaux modélisés et optimisés respectent, dans la limite de leur fonctionnement respectif, la valeur minimum de rigidité, et le passage des services (une direction seulement pour le "one-way corrugated").

La figure 7.1 résume les caractéristiques des panneaux fabriqués en comparaison avec le panneau en nid d'abeille; ce panneau n'est cependant qu'un exemple de panneau en nid d'abeille et ne représente pas toute cette famille de panneaux. On pourrait penser à une zone d'influence plutôt qu'à un point fixe pour définir les panneaux en nid d'abeilles. Les panneaux présentés ici ont certaines dimensions fixées pour être facilement comparables avec les essais expérimentaux possibles sur le banc d'essai : largeur et longueur égales et de 580 mm.

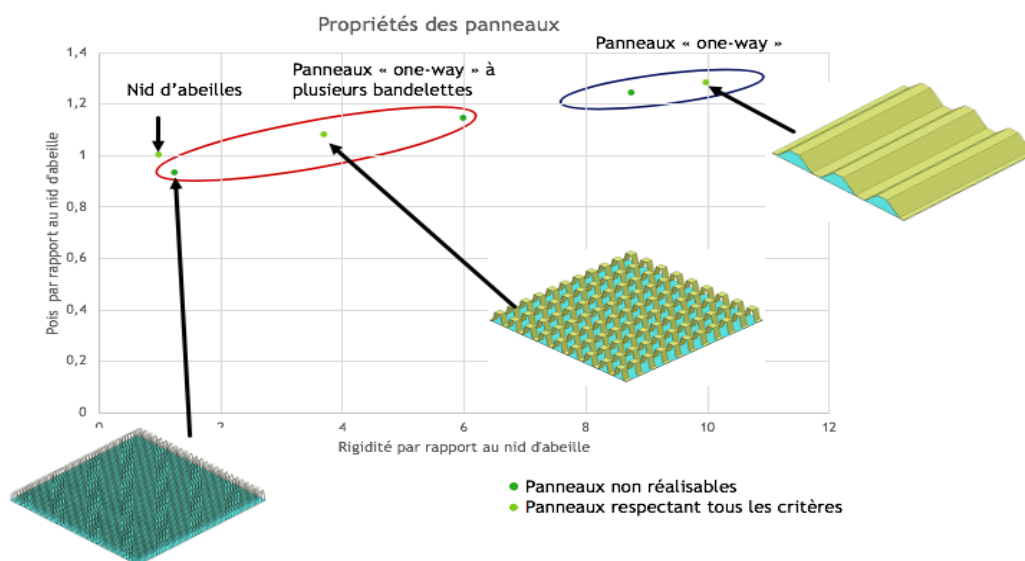


FIGURE 7.1 – Résumé des caractéristiques des panneaux comparés au panneau en nid d'abeille

On note que les différentes familles de panneaux sont limitées à une zone d'influence propre, les propriétés des panneaux dans ces zones ne sont atteignables que par le type de panneau de la zone. En effet, le panneau "one-way" à une seule bande est toujours plus lourd que celui avec plusieurs, mais également plus rigide, il correspond à la zone mauve. Cela permet de définir le panneau à fabriquer suivant les besoins des clients : un panneau léger ou avec un bon ratio poids-rigidité.

On peut aussi remarquer que les caractéristiques des panneaux sur ce graphe suivent le modèle de l'optimum de Pareto : les panneaux font un compromis entre le poids et la rigidité; on ne peut pas améliorer un critère sans en détériorer un autre.

Il faut enfin rajouter que certains panneaux présentés ici, bien que respectant les critères de poids et de rigidité minimum ne peuvent être fabriqués car ils ne respectent pas les critères de tailles de bandelettes ou d'écartement demandées (bandelettes de 0.7 mm pour le panneau en bas à gauche de la zone à plusieurs bandelettes; longueur de collage des bandelettes de 5 mm sur le panneau en bas à gauche de la zone des panneaux one-way : impossible à coller). Ils peuvent cependant être des pistes d'exploration lors de futurs travaux si ces critères peuvent être modifiés.

En faisant un agrandissement sur la partie représentant les panneaux à plusieurs bandelettes dans une direction, nous obtenons le graphique de la figure 7.2.

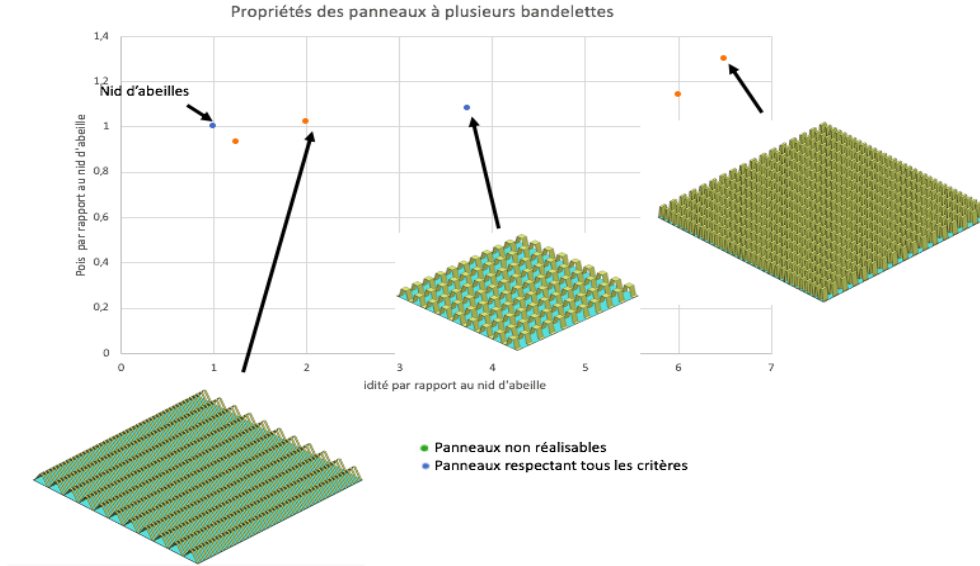


FIGURE 7.2 – Résumé des caractéristiques des panneaux à plusieurs bandelettes

Les panneaux rajoutés ici permettent de montrer les différentes possibilités de concept optimaux en changeant les contraintes pour avoir un panneau plus ou moins rigide. Le concept présenté en haut à droite de la figure avait pour contrainte une rigidité minimum et un poids limite à ne pas dépasser. Le concept rajouté avec une rigidité deux fois supérieure au nid d'abeille demandait une longueur de collage de 10 mm pour les bandelettes et non de 20 mm comme pour le modèle optimal.

La zone des panneaux à plusieurs bandelettes permet donc d'adapter des concepts de panneaux à des contraintes différentes dans l'espace poids-rigidité.

7.2 Travaux futurs

Comme déjà longuement expliqué, l'étude n'a pas pu aboutir à la création d'un panneau corrugué suivant les deux directions du panneau. Cependant les travaux déjà réalisés permettent d'avoir une base solide pour envisager une suite. Les configurations possibles pour un tel panneau ont déjà été abordées. Comme on peut le voir en Annexe B, le panneau peut en effet s'adapter en "supprimant" des bandelettes dans sa configuration. Cette modélisation permettrait de réduire encore plus le poids du panneau, à condition toutefois de respecter les spécifications demandées.

Il est envisageable de modifier l'algorithme présent pour l'adapter à une modélisation de panneau corrugué dans les deux directions, avec une rigidité homogène.

Une fois ce travail effectué, la création d'un modèle de panneaux paramétrés pourra être envisagée. En effet, les autobus urbains ont des concentrations de contraintes bien définies au niveau de l'attache des sièges et des tubes de retenues pour les passagers et un rapprochement des bandelettes à ces endroits permettrait d'augmenter localement la résistance des panneaux tout en leur permettant de demeurer légers et suffisamment rigides sur leur partie restante. De nombreuses améliorations sont ainsi possibles et cette étude a permis d'initier un travail conduisant à une innovation dans la conception et l'optimisation des panneaux structuraux appliqués au domaine des transports.

Bibliographie

- [1] Association canadienne de normalisation (CSA). "CAN/CSA-S157-05/S157.1-05 (R2015) - Strength Design in Aluminum / Commentary on CSA S157-05, Strength Design in Aluminum." In : (2005).
- [2] Bouzid A. et M. ABDELMALEK. "Optimisation par la méthode des essais particuliers D'une fonction trigonométrique". In : (2010).
- [3] P. ABDY et M. DEMPSTER. "Introduction to Optimization Methods". In : *HALL, Ed* (1974).
- [4] M. F. ASHBY. "Choix des matériaux en conception mécanique". In : (2000).
- [5] American Public Transportation ASSOCIATION. "Standard Bus Procurement Guidelines". In : (2013).
- [6] Christophe BINÉTRUY. "Structures Sandwich". In : *Techniques de l'ingénieur* (2008).
- [7] R. BOORLE et P. MALLICK. "Global bending response of composite sandwich plates with corrugated core : Part I : Effect of geometric parameters". In : *Composite Structures* (2016).
- [8] Raphaël CERF. "Une théorie asymptotique des algorithmes génétiques". In : (1994).
- [9] "Classification of metaheuristics". In : *Wikipédia* ().
- [10] Yann COLLETTE et Patrick SIARRY. "Optimisation multi-objectif". In : *Éd. Eyrolles* (2002).
- [11] R. EBERHART, J. KENNEDY et Y. SHI. "Swarm Intelligence". In : (2001).
- [12] N. A. FLECK et L. St PIERRE. "The quasi-static and dynamic responses of metallic sandwich structures". In : (2012).
- [13] H. Wadley G. KOOISTRA V. Deshpande. "Compressive behavior of age hardenable tetrahedral lattice truss structures made from aluminium". In : *Acta Materialia* (2004).
- [14] L. J. GIBSON et M. F. ASHBY. "Cellular Solids : structure and properties". In : *Pergamon* (1988).
- [15] B. van de GRAAF. "Construction 160 aspects for the Schelde Y-shape crash-worthy hull structure." In : *In Third International Conference on Collision and Grounding of Ships* (2004).
- [16] [HTTPS ://FR.WIKIPEDIA.ORG/WIKI/MÉTAHEURISTIQUE](https://fr.wikipedia.org/wiki/Métaheuristique). In : ().

- [17] HU, LI et AN. "Fabrication and mechanical behaviors of corrugated lattice truss composite sandwich panels". In : *Composite Science and Technology* (2016).
- [18] HOLLAND J.H. "Adaptation in natural and artificial systems". In : *Ann Arbor : The University of Michigan Press* (1975).
- [19] J. KENNEDY et D. BRATTON. "Defining a Standard for Particle Swarm Optimization". In : (2007).
- [20] J. KENNEDY et R. EBERHART. "Particle swarm optimization". In : *EEE International Conference on Neural Networks* (1995).
- [21] Dong L., Deshpande V. et Wadely H. "Mechanical response of Ti-6Al-4V octet-truss lattice structures". In : *International Journal of Solids and Structures* (2015).
- [22] Van LAARHOVEN et AARTS. "Simulated annealing : theory and applications". In : *D. Reidel Publishing Company, Dordrecht* (1987).
- [23] Clément LAVERNE. "Méthodologie de conception et optimisation d'une structure en aluminium clipsable appliquée à un plancher d'autobus". In : (2017).
- [24] C. LIBOVE et S. B. BATDORF. "A general small-deflection theory for flat sandwich plates". In : *National Advisory comittee for aeronautics* (1948).
- [25] M. MITCHELL. "An Introduction to Genetic Algorithm". In : *MIT Press* (1996).
- [26] Kirkpatrick S., Gelatt C.D. et Vecchi M.P. "Optimization by simulated annealing". In : *Science*, 220, n 4598, p. 671-680 (1983).
- [27] P. SIARRY et G. DREYFUS. "La méthode du recuit simulé : théorie et applications". In : (1989).
- [28] El-Ghazali TALBI. "Metaheuristics : from design to implementation". In : (2009).
- [29] L.J. WEVERS et A.W. VREDEVELDT. "Full scale ship collision experiments". In : *Technical Report 98-CMC-R1725, TNO, Delft, The Netherlands*. (1999).
- [30] G. XU, Z. WANG et T. ZENG. "Mechanical response of carbon/epoxy composite sandwich structures with three-dimensional corrugated cores". In : *Composite science and technology* (2018).
- [31] T. Wang Y. SUN L. Guo. "Bending behavior of composite sandwich structures with graded corrugated truss cores". In : *Composite Structures* (2018).
- [32] ZHANG, P. SUPERNAK et S. MUELLER-ALANDER. "Improving the bending strength and energy absorption of corrugated sandwich composite structure". In : *Materials and Design* (2012).
- [33] M. ZUBAIR et M. MOINUDDIN. "Joint Optimization of Microstrip Patch Antennas Using Particle Swarm Optimization for UWB Systems". In : *International Journal of Antennas and Propagation* (2013).

Annexe A

Essais réalisés précédemment

A.1 Assemblage de panneaux par clips

FIGURE A.1 – Essai de flexion sur deux panneaux non sandwichs assemblés



A.2 Panneau "one-way corrugated"

FIGURE A.2 – Essai de compression sur panneau sandwich avec une seule âme, vue de profil

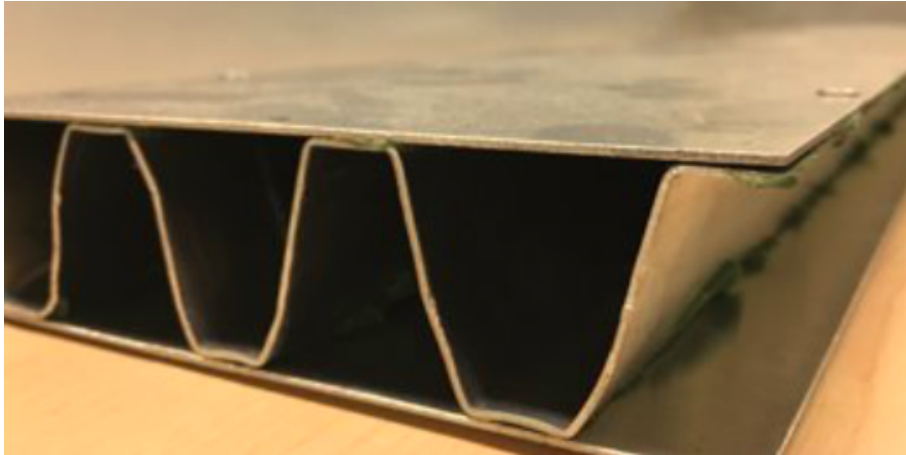
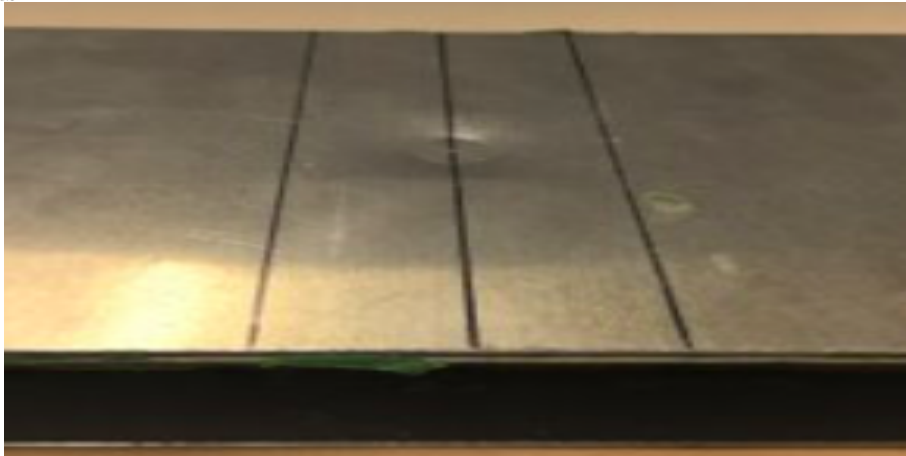


FIGURE A.3 – Essai de compression sur panneau sandwich avec une seule âme, vue de dessus



A.3 Panneau sandwich à âme ouverte

Le panneau dans la figure suivante a été réalisé par découpe et pliage de tôle, (voir état de l'art, figure 2.10).

FIGURE A.4 – Passage de services dans un panneau à âme ouverte



Alors que le panneau de la figure A.5 utilise une âme tressée avec des bandelettes corruguées. C'est le prototype qui se rapproche le plus du panneau final recherché

FIGURE A.5 – Panneau de présentation avec des bandelettes corruguées dans les deux directions

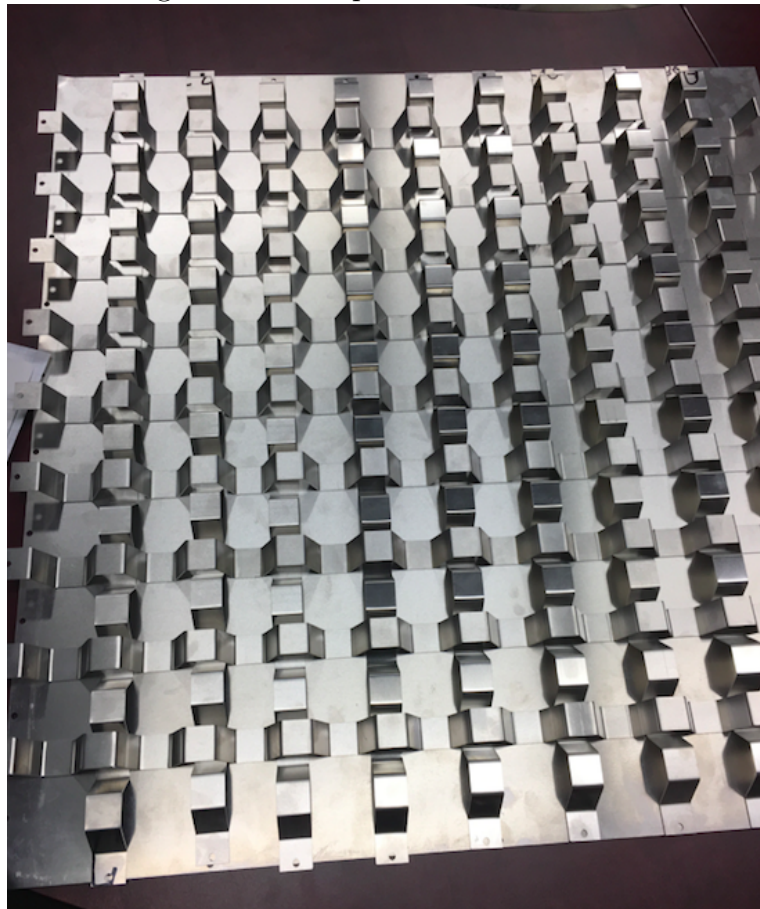


Annexe B

Géométries panneau à deux directions de bandelettes

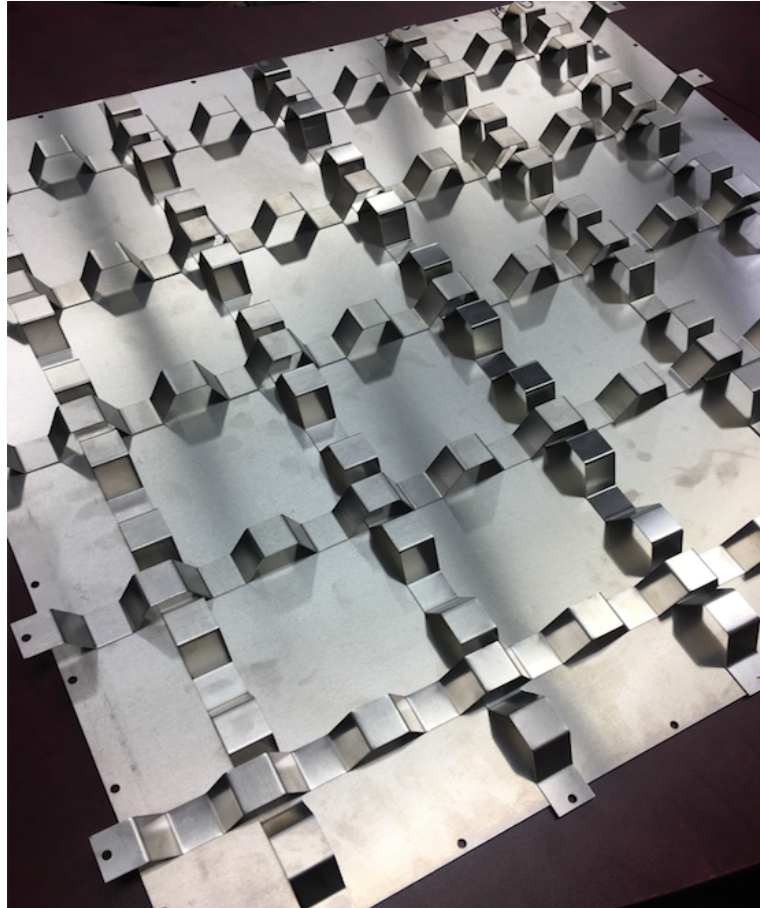
Le panneau dans les deux directions permet d'explorer un nombre de configurations encore plus élevé. En effet, dans un premier temps, le montage avec les bandelettes dans les deux directions ressemble à un tressage classique.

FIGURE B.1 – Configuration d'un panneau tressé dans les deux directions



Puis lors du montage et du prototypage, d'autres configurations sont apparues. La première fut de faire un tressage avec des bandelettes plus "large" pour avoir une bandelette sur deux, ce qui réduirait encore le poids du panneau, à condition bien entendu que les critères de l'Apta et de rigidité soient encore respectés.

FIGURE B.2 – Configuration d'un panneau tressé avec une bandelette sur deux



Annexe C

Code Matlab

Voici les différents codes Matlab utilisés pour l'optimisation des panneaux.

C.1 fonction de mise en place et d'appel de l'algorithme PSO pour le panneau one-way

Table of Contents

Mise en place du problème	1
Mise en place de l'algorithme particleswarm	1
Résultats	2

Mise en place du problème

```
tic
% lecture des données géométriques du panneau

L1_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 1, 'D5');
L1_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 1, 'E5');

L2_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C30');
L2_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'D30');

tame_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C31');
tame_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'D31');

tsup_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C32');
tsup_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'D32');

tinf_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C33');
tinf_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'D33');

h_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 1, 'D3');
h_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 1, 'E3');

n_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C34');
n_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'D34');
```

Mise en place de l'algorithme particleswarm

```
Fun=@(x) fonction_cout_1(x);

LB = [L1_min, n_min, h_min, tame_min, tsup_min, tinf_min];
UB = [L1_max, n_max, h_max, tame_max, tsup_max, tinf_max];
pop = 25;
iter_tot = 1e5;
nvars=numel(LB);
```

```

options = optimoptions('particleswarm','Display','iter');
options.SwarmSize = pop;
options.MaxIterations= ceil(iter_tot/pop);

%options = optimoptions(options,'PlotFcn',@pswoutfun);

% options = optimoptions(@particleswarm,'OutputFcn',@pswplotranges);

options = optimoptions(options,'PlotFcn',@pswoutfun3);

```

Résultats

```

rng default
[x,fval,exitflag,output] = particleswarm(Fun, nvars, LB, UB, options);
x(2) = round(x(2));

formatstring = 'particleswarm reached the value %f using %d function
evaluations.\n';
fprintf(formatstring,fval,output.funccount)

toc

Unrecognized function or variable 'vide'.

Error in fonction_cout_1 (line 164)
DX_band = (DX - DXvide) * (1 - vide);

Error in ParticleSwarm1>@(x)fonction_cout_1(x) (line 38)
Fun=@(x) fonction_cout_1(x);

Error in particleswarm>makeState (line 694)
    firstFval = objFcn(state.Positions(1,:));

Error in particleswarm>pswcore (line 169)
state = makeState(nvars,lbMatrix,ubMatrix,objFcn,options);

Error in particleswarm (line 151)
[x,fval,exitFlag,output] =
    pswcore(objFcn,nvars,lbRow,ubRow,output,options);

Error in ParticleSwarm1 (line 64)
[x,fval,exitflag,output] = particleswarm(Fun, nvars, LB, UB, options);

Caused by:
    Failure in initial objective function evaluation. PARTICLESWARM
    cannot continue

```

Published with MATLAB® R2019b

C.2 fonction de calcul pour le panneau one-way

Table of Contents

.....	1
Lecture cas de chargement	1
Lecture des données matériaux du panneau	2
Définition paramètres géométriques et type de chargement	2
Calcul des contraintes suivant y aux lignes moyennes des feuilles	2
Calcul des déformations suivant x aux lignes moyennes des feuilles	3
Calcul des déformations suivant y aux lignes moyennes des feuilles	3
Calcul des contraintes suivant x aux lignes moyennes des feuilles et de l'âme	3
Calcul des déformations dans les plans d'application de N_x et N_y	3
Calcul des constantes élastique	4
Obtention rigidité et conversion en unités SI	4
Calcul masse et surface du panneau	4
Comparaison panneau objectif	4
Comparaison panneau en mousse (update, comparaison en nid d'abeille finalement)	5
Valeur rigidités nid d'abeille	5
Calcul fleche pour essai du talon	5
Calcul angle max, et plasticité admissible	6
Définition déflexion max, pourcentage admissible par rapport à la taille	6
de la poutre	6
Calcul fonction cout	6

```
function R = fonction_cout_1(x)

%Lecture des paramètres d'entrée pour chacune des particules
L1=x(1) * 0.03937;
n=x(2);
n = round(n) ;
h=x(3) * 0.03937;
tc=x(4) * 0.03937;
t1=x(5) * 0.03937;
t2=x(6) * 0.03937;

Not enough input arguments.

Error in fonction_cout_1 (line 3)
L1=x(1) * 0.03937;
```

Lecture cas de chargement

```
Mx= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C5');
My= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C6');

Nx= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'K5');
% Ny= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'K6');
Ny = 5;

kIh= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'G5');
kIIh= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'G6');
```

```
% kch= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'G7');
```

Leture des données matériaux du panneau

```
E1= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C15');  
E2= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C16');  
Ec= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C17');  
mu1= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'B19');  
mu2= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'B20');  
muc= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'B21');  
  
rho_1= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'B23');  
rho_2= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'B24');  
rho_c= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'B25');
```

Définition paramètres géométriques et type de chargement

```
%Définition taille du panneau et conversion de métrique à impérial  
L = 500 * 0.03937;  
  
%Définition des paramètres géométriques fixés par rapport aux  
paramètres  
%globaux  
L2 = L / (2*n) - L1;  
A = 2*L1*tc + 2*tc*(L2*L2 + h*h)^0.5;  
Ac = n * A;  
  
I1 = (L/n) * t1.^3 / 12;  
I2 = (L/n) * t2.^3 / 12;  
  
alpha = atan (h / L2);  
h1 = h / sin(alpha);  
Ix = (h1 * tc.^3)/12 ;  
Iy = (tc * h1.^3)/12 ;  
  
Ic = 2 * L1 * tc.^3 / 12 + 2 * tc * L1 * h/2 + 0.5* (Ix + Iy + (Ix -  
Iy)*(abs(cos ( 2 * alpha)))));  
  
AC = Ac / (L/n);  
IC = Ic / (L/n);  
  
kc = 0.5* (h + t1)/(h + t1/2 + t2/2);  
kEIx = (E2*t2 * L/n * (h + 0.5*t1 + 0.5*t2) + Ec*Ac * (0.5*(h + t1)))/  
(E2*t2 * L/n + E1*t1 * L/n + Ec*Ac);
```

Calcul des contraintes suivant y aux lignes moyennes des feuilles

```
sigma_y1=My/(t1*h)+(Ny/t1)*(1-kIIh);
```

```
sigma_y2=-My/(t2*h)+(Ny*kIIh)/t2;
```

Calcul des déformations suivant x aux lignes moyennes des feuilles

```
EAx=E1*t1+E2*t2+Ec*AC;
% kEIx=(kc*Ec*AC+E2*t2)/EAx;
EIx=Ec*IC+(E1*t1*kEIx^2+Ec*AC*(kc-kEIx)^2+E2*t2*(1-kEIx)^2)*(h + t1/2
+ t2/2)^2;
EIx2 = Ec*IC + E1*I1 + E2 * I2 +(E1*t1*kEIx^2+Ec*AC*(kc-
kEIx)^2+E2*t2*(1-kEIx)^2)*(h + t1/2 + t2/2)^2;
TETAx1=(kEIx*h^2)/EIx;
TETAx2=((1-kEIx)*h^2)/EIx;
TETAx1=(kEIx*h^2)/EIx-(1-mu1/mu2)*((1-kEIx)*kEIx*h^2)/EIx-1/EAx;
TETAx2=((1-kEIx)*h^2)/EIx+(mu1/mu2-1)*((1-kEIx)*kEIx*h^2)/EIx-1/
EAx);
PHIx1=1/EAx-(kEIx-kIh)*((kEIx*h^2)/EIx);
PHIx2=1/EAx-(kEIx-kIh)*((1-kEIx)*h^2/EIx);
PHIx1=1/EAx+(kEIx-kIIh)*(kEIx*h^2/EIx)+kIIh*(1-mu2/mu1)*((1-
kEIx)*kEIx*h^2/EIx-1/EAx);
PHIx2=1/EAx-(kEIx-kIIh)*(1-kEIx)*h^2/EIx-(1-kIIh)*(mu1/mu2-1)*((1-
kEIx)*kEIx*h^2/EIx-1/EAx);
epsilon_x1=TETAx1*Mx/h-mu1*TETAx1*My/h+PHIx1*Nx-mu1*PHIx1*Ny;
epsilon_x2=-TETAx2*Mx/h+mu2*TETAx2*My/h+PHIx2*Nx-mu2*PHIx2*Ny;
```

Calcul des déformations suivant y aux lignes moyennes des feuilles

```
epsilon_y1=(1-mu1^2)*sigma_y1/E1-mu1*epsilon_x1;
epsilon_y2=(1-mu2^2)*sigma_y2/E2-mu2*epsilon_x2;
EAy=E1*t1+E2*t2;
kEIy=E2*t2/EAy;
EIy=(E1*t1*kEIy^2+E2*t2*(1-kEIy)^2)*h^2;
```

Calcul des contraintes suivant x aux lignes moyennes des feuilles et de l'âme

```
sigma_x1=E1*epsilon_x1+mu1*sigma_y1;
sigma_x2=E2*epsilon_x2+mu2*sigma_y2;
sigma_xc=Ec*(epsilon_x1+kc*h*(epsilon_x2-epsilon_x1));
```

Calcul des déformations dans les plans d'application de Nx et Ny

```
epsilon_x=epsilon_x1+kIh*(epsilon_x2-epsilon_x1);
epsilon_y=epsilon_y1+kIIh*(epsilon_y2-epsilon_y2);
```

Calcul des constantes élastique

```
Dx=EIx; %rigidité par unité de longueur
Dy=EIy/(1-mu2^2*(1-EIy/EIx)-(mu1^2-mu2^2)*(kEIx-kEIx*EIy/EIx)-(mu1-
mu2)^2*((1-kEIx)*kEIx*EIy/EIx-EIy/(EAx*h^2)));
mux=mu2+(mu1-mu2)*kEIx; %rigidité par unité de longueur
muy=mux*Dy/Dx;
Ex=EAx/(1+(kEIx-kIh)^2*EAx*h^2/EIx);
Ey=EAY/((1+(kEIy-kIIh)^2*EAY*h^2/EIy)*(1-mu1^2)+mu1^2*(EAY/EAx+(kEIx-
kIIh)^2*EAY*h^2/EIx)+(mu1^2-mu2^2)*(1-(kEIy-kIIh)*(1-kEIy)*EAY*h^2/
EIy-EAY/EAx+(kEIx-kIIh)*(1-kEIx)*EAY*h^2/EIx)*kIIh+(mu1-mu2)*(1-
kIIh)*kIIh*((1-kEIx)*kEIx*EAY*h^2/EIx-EAY/EAx));
mu_prime_x=(mu1+(mu1*kEIx-mu2*kIIh)*(kEIx-kIh)*EAx*h^2/EIx-(mu1-
mu2)*(1+(kEIx-kIh)*kEIx*EAx*h^2/EIx)*kIIh)/(1+(kEIx-kIh)^2*EAx*h^2/
EIx);
mu_prime_y=mu_prime_x*Ey/Ex;
Cxx=-((kEIx-kIh)*h)/EIx;
Cxy=mu2*(kEIx-kIh)*h/EIx+(mu1-mu2)*(1-kIIh)*kEIx*h/EIx;
Cyx=mu2*(kEIx-kIh)*h/EIx+(mu1-mu2)*(1/(EAx*h)+(kEIx-kIh)*kEIx*h/EIx);
Cyy=-(kEIy-kIIh)*h/EIy+mu2^2*((kEIy-kIIh)*h/EIy-(kEIx-kIIh)*h/
EIx)+(mu1^2-mu2^2)*(1/EAY*h+(kEIy-kIIh)*kEIy*h/EIy-1/(EAx*h)-(kEIx-
kIIh)*kEIx*h/EIx)-(mu1-mu2)*(mu2+(mu1-mu2)*kIIh)*((1-kEIx)*kEIx*h/
EIx-1/(EAx*h));
```

Obtention rigidité et conversion en unités SI

```
DX = 112.9068 * Dx * L;
DY = 112.9068 * Dy * L;

DX_tot = DX;
DY_tot = DY;
```

Calcul masse et surface du panneau

```
%Conversion en métrique
L1 = L1 *25.4;
L2 = L2 *25.4;
h = h *25.4;
t1 = t1 *25.4;
t2 = t2 *25.4;
tc = tc *25.4;
L = L *25.4;

A = 2*L1*tc + tc*(L2*L2 + h*h)^0.5;

M = (L*L*rho_1*t1 + L*L*rho_2*t2 + n*A*L*rho_c);
```

Comparaison panneau objectif

```
% Masse du panneau en mousse, plus utilisé ici
```

```

M1 = L * L * (rho_1*t1 + rho_2*t2);

%Calcul masse du panneau en nid d'abeille avec les mesures du panneau
%actuel
Masse_nida = 5.63 * 0.6 * 0.2 * 0.0232;
Masse_feuilles = 2 * 0.6 * 0.2 * 0.0009 * rho_1;
Masse_nida2 = Masse_nida - Masse_feuilles;

Densite_nida = Masse_nida2 / (600 * 200 * 21.4) ; %kg/mm3

M_nida = L * L * (h - t1/2 - t2/2) * Densite_nida + M1 ;

% Rigidités
E = 70e3;
h1 = xlsread('Excel_entree_Matlab', 1, 'E3'); %h maximum
Dx1 = E * ((1/12) * (L * h.^3 + (L - 2 * t1) * (h - 2 * t2)^3)) / L;
Dy1 = E * ((1/12) * (L * h.^3 + (L - 2 * t1) * (h - 2 * t2)^3)) / L;

```

Comparaison panneau en mousse (update, comparaison en nid d'abeille finalement)

```

Itot = L*t1.^3/12 + L*t1*h/2 + L*t2.^3/12 + L*t2*h/2;
DXvide = (E*(L*t1.^3/12 + L*t1*h/2) + E*(L*t2.^3/12 + L*t2*h/2))/L;

DX_band = (DX - DXvide) * (1 - vide);
DY_band = (DY - DXvide) * (1 - vide);

DX_tot = DX_band + DXvide;
DY_tot = DY_band + DXvide;

```

Valeur rigidités nid d'abeille

```

DX_nid = 7e9; %(3.1)
DY_nid = 7e9;

DXvide2 = (E*(600*0.9.^3/12 + 600*0.9*23.2/2) + E*(600*0.9.^3/12 + 600*0.9*23.2/2))/600;
DYvide2 = (E*(200*0.9.^3/12 + 200*0.9*23.2/2) + E*(200*0.9.^3/12 + 200*0.9*23.2/2))/200;

DX_nid2 = DX_nid - DXvide2;
DY_nid2 = DY_nid - DYvide2;

DX_honeycomb = DX_nid + h * DX_nid2/23.2;
DY_honeycomb = DY_nid + h * DY_nid2/23.2;

```

Calcul fleche pour essai du talon

```

Re = 193;
b = 12.7;

```

```

q = 5.29*12.7;
AB = 2*L2 + L1 ;
CD = 12.7 ;
AC = (AB - CD)/2;
RA = (q * CD)/2;
RB = RA;
lambda_1 = 0.5 * q * (AB.^3/24 + AC*AB*AB/4 + AC*AC*AB/2) -
    RA*AB*AB/2 ;
I = b* t2.^3 / 12;

x = AB/2 ;
if AB < CD
    fmax1 = abs((5*q * AB.^4)/(384*E*I));
else
    fmax1 = abs((q*(8*b*AB.^3 - 4*b.^3*AB + b.^4))/(384*E*I)) ;
end

```

Calcul angle max, et plasticité admissible

```

Delta = (RA + AC*q).^2 - q.^2 * AC.^2;
x1 = ((RA + AC*q) + (Delta).^0.5)/ q;
x2 = ((RA + AC*q) - (Delta).^0.5)/ q;

Omega_max1 = (RA*x1/2 - 0.5*q * (0.33*x1.^3 + AC* x1.^2 + AC*AC*x1) +
    lambda_1)/(E*I);
Omega_max2 = (RA*x2/2 - 0.5*q * (0.33*x2.^3 + AC* x2.^2 + AC*AC*x2) +
    lambda_1)/(E*I);

Omega_max = max(Omega_max1,Omega_max2);
if Omega_max == Omega_max1
    x = x1;
else
    x = x2;
end
x = AB/2;
Mf = RA *x - 0.5 * q * (x-AC).^2;
Sigma_max = Mf * 0.5 * t1 / I;

```

Définition déflexion max, pourcentage admissible par rapport à la taille de la poutre

```

pourcent = 0.05;

```

Calcul fonction cout

```

gamma_1 = 1;
gamma_2 = 1;
gamma_3 = 1;

```

```

gamma_4 = 10;

if (-Sigma_max) < Re
    if Ic > 0
        if AC > 0
            if L == 2*n*(L1 + L2)
                if fmax1 < pourcent * AB
                    if (gamma_2 * DX_tot) > DX_honeycomb
                        if (gamma_3 * DY_tot) > DY_honeycomb
                            if L2 > 0
                                R = gamma_1 * M/M1 ;
                            else
                                R = gamma_4;
                            end
                        else
                            R = gamma_4;
                        end
                    else
                        R = gamma_4;
                    end
                else
                    R = gamma_4 ;
                end
            else
                R = gamma_4 ;
            end
        else
            R = gamma_4 ;
        end
    else
        R = gamma_4 ;
    end
end

R = [ DX_tot];

end

```

Published with MATLAB® R2019b

C.3 fonction de mise en place et d'appel de l'algorithme PSO pour le panneau à bandelettes dans une direction

Table of Contents

Mise en place du problème	1
Mise en place de l'algorithme particleswarm	1
Résultats	2

Mise en place du problème

```
tic
% lecture des données géométriques du panneau

L1_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 1, 'D5');
L1_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 1, 'E5');

L2_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C30');
L2_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'D30');

tame_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C31');
tame_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'D31');

tsup_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C32');
tsup_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'D32');

tinf_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C33');
tinf_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'D33');

h_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 1, 'D3');
h_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 1, 'E3');

n_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C34');
n_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'D34');

vide_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C35');
vide_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'D35');

n2_min = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C37');
n2_max = xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'D37');
% Toutes les données nécessaires à la fonction cout ont été définies
```

Mise en place de l'algorithme particleswarm

```
%lecture de la fonction cout
Fun=@(x) fonction_cout_3(x);
```

```

%Détermination des limites max et min de chaque paramètre de
l'algorithme
LB = [L1_min, n_min, h_min, tame_min, tsup_min, tinf_min, vide_min,
      n2_min];
UB = [L1_max, n_max, h_max, tame_max, tsup_max, tinf_max, vide_max,
      n2_max];
%Détermination des paramètre du PSO
pop = 25;
iter_tot = 1e5;
nvars=numel(LB);

%Détermination des différentes options du PSO
options = optimoptions('particleswarm','Display','iter');
options.SwarmSize = pop;
options.MaxIterations= ceil(iter_tot/pop);
options = optimoptions('particleswarm', 'InertiaRange', [0.2, 0.2]);
options = optimoptions('particleswarm', 'MaxStallIterations', 25);
options = optimoptions('particleswarm', 'SocialAdjustmentWeight',
    0.2);
options = optimoptions('particleswarm', 'SelfAdjustmentWeight', 5);

options = optimoptions(options, 'PlotFcn', @pswoutfun3);

```

Résultats

```

rng default

[x,fval,exitflag,output] = particleswarm(Fun, nvars, LB, UB, options);

formatstring = 'particleswarm reached the value %f using %d function
evaluations.\n';
fprintf(formatstring,fval,output.funccount)

toc

Optimization stopped by a plot function or output function.'
particleswarm reached the value 10.000000 using 400 function
evaluations.
Elapsed time is 1263.780706 seconds.

```

Published with MATLAB® R2019b

C.4 fonction de calcul pour le panneau à bandes- lettes dans une direction

Table of Contents

.....	1
Lecture cas de chargement	1
Lecture des données matériaux du panneau	2
Définition type de chargement	2
Calcul des contraintes suivant y aux lignes moyennes des feuilles	2
Calcul des déformations suivant x aux lignes moyennes des feuilles	3
Calcul des déformations suivant y aux lignes moyennes des feuilles	3
Calcul des contraintes suivant x aux lignes moyennes des feuilles et de l'âme	3
Calcul des déformations dans les plans d'application de N_x et N_y	3
Calcul des constantes élastique	4
Calcul masse et surface	4
Obtention rigidité et conversion en unités SI	4
Comparaison panneau objectif	4
Comparaison panneau en mousse (update, comparaison en nid d'abeille finalement)	5
Valeur rigidités nid d'abeille	5
Calcul fleche de l'essai du talon	5
Définition déflexion max, pourcentage de fleche acceptable par rapport à la longueur de la poutre	6
Calcul angle max	6
Calcul fonction cout	7

```
function R = fonction_cout_3(x)

%Lecture des paramètres d'entrée pour chacune des particules
L1=x(1) * 0.03937;
n=x(2);
n = round(n) ;
h=x(3) * 0.03937;
tc=x(4) * 0.03937;
t1=x(5) * 0.03937;
t2=x(6) * 0.03937;
vide = x(7);

n2 = x(8);

Not enough input arguments.

Error in fonction_cout_3 (line 3)
L1=x(1) * 0.03937;
```

Lecture cas de chargement

```
Mx= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C5');
My= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C6');

Nx= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'K5');
% Ny= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'K6');
Ny = 5;
```

```
kIh= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'G5');
kIIh= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'G6');
```

Leture des données matériaux du panneau

```
E1= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C15');
E2= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C16');
Ec= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'C17');
mul= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'B19');
mu2= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'B20');
muc= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'B21');

rho_1= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'B23');
rho_2= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'B24');
rho_c= xlsread('Excel_entree_Matlab', 2, 'B25');
```

Définition type de chargement

Définition longueur et largeur du panneau, conversion de métrique à impérial

```
L = 500 * 0.03937;
```

```
%Définition des autres paramètres géométriques
```

```
L2 = L / (2*n) - L1;
```

```
A = 2*L1*tc + 2*tc*(L2*L2 + h*h)^0.5;
```

```
Ac = n * A;
```

```
I1 = (L/n) * t1.^3 / 12;
```

```
I2 = (L/n) * t2.^3 / 12;
```

```
alpha = atan (h / L2);
```

```
h1 = h / sin(alpha);
```

```
Ix = (h1 * tc.^3)/12 ;
```

```
Iy = (tc * h1.^3)/12 ;
```

```
Ic = 2 * L1 * tc.^3 / 12 + 2 * tc * L1 * h/2 + 0.5* (Ix + Iy + (Ix -  
Iy)*(abs(cos ( 2 * alpha))));
```

```
AC = Ac / (L/n);
```

```
IC = Ic / (L/n);
```

```
kc = 0.5* (h + t1)/(h + t1/2 + t2/2);
```

```
kEIx = (E2*t2 * L/n * (h + 0.5*t1 + 0.5*t2) + Ec*Ac * (0.5*(h + t1)))/  
(E2*t2 * L/n + E1*t1 * L/n + Ec*Ac);
```

Calcul des contraintes suivant y aux lignes moyennes des feuilles

```
sigma_y1=My/(t1*h)+(Ny/t1)*(1-kIIh);
```

```
sigma_y2=-My/(t2*h)+(Ny*kIIh)/t2;
```

Calcul des déformations suivant x aux lignes moyennes des feuilles

```
EAx=E1*t1+E2*t2+Ec*AC;
% kEIx=(kc*Ec*AC+E2*t2)/EAx;
EIx=Ec*IC+(E1*t1*kEIx^2+Ec*AC*(kc-kEIx)^2+E2*t2*(1-kEIx)^2)*(h + t1/2
+ t2/2)^2;
EIx2 = Ec*IC + E1*I1 + E2 * I2 +(E1*t1*kEIx^2+Ec*AC*(kc-
kEIx)^2+E2*t2*(1-kEIx)^2)*(h + t1/2 + t2/2)^2;
TETAx1=(kEIx*h^2)/EIx;
TETAx2=((1-kEIx)*h^2)/EIx;
TETAx1=(kEIx*h^2)/EIx-(1-mu1/mu2)*((1-kEIx)*kEIx*h^2)/EIx-1/EAx;
TETAx2=((1-kEIx)*h^2)/EIx+(mu1/mu2-1)*((1-kEIx)*kEIx*h^2)/EIx-1/
EAx);
PHIxx1=1/EAx-(kEIx-kIh)*((kEIx*h^2)/EIx);
PHIxx2=1/EAx-(kEIx-kIh)*((1-kEIx)*h^2/EIx);
PHIxy1=1/EAx+(kEIx-kIIh)*(kEIx*h^2/EIx)+kIIh*(1-mu2/mu1)*((1-
kEIx)*kEIx*h^2/EIx-1/EAx);
PHIxy2=1/EAx-(kEIx-kIIh)*(1-kEIx)*h^2/EIx-(1-kIIh)*(mu1/mu2-1)*((1-
kEIx)*kEIx*h^2/EIx-1/EAx);
epsilon_x1=TETAx1*Mx/h-mu1*TETAx1*My/h+PHIxx1*Nx-mu1*PHIxy1*Ny;
epsilon_x2=-TETAx2*Mx/h+mu2*TETAx2*My/h+PHIxx2*Nx-mu2*PHIxy2*Ny;
```

Calcul des déformations suivant y aux lignes moyennes des feuilles

```
epsilon_y1=(1-mu1^2)*sigma_y1/E1-mu1*epsilon_x1;
epsilon_y2=(1-mu2^2)*sigma_y2/E2-mu2*epsilon_x2;
EAy=E1*t1+E2*t2;
kEIy=E2*t2/EAy;
EIy=(E1*t1*kEIy^2+E2*t2*(1-kEIy)^2)*h^2;
```

Calcul des contraintes suivant x aux lignes moyennes des feuilles et de l'âme

```
sigma_x1=E1*epsilon_x1+mu1*sigma_y1;
sigma_x2=E2*epsilon_x2+mu2*sigma_y2;
sigma_xc=Ec*(epsilon_x1+kc*h*(epsilon_x2-epsilon_x1));
```

Calcul des déformations dans les plans d'application de Nx et Ny

```
epsilon_x=epsilon_x1+kIh*(epsilon_x2-epsilon_x1);
epsilon_y=epsilon_y1+kIIh*(epsilon_y2-epsilon_y2);
```

Calcul des constantes élastique

```
Dx=EIx; %rigidité par unité de longueur
Dy=EIy/(1-mu2^2*(1-EIy/EIx)-(mu1^2-mu2^2)*(kEIx-kEIx*EIy/EIx)-(mu1-
mu2)^2*((1-kEIx)*kEIx*EIy/EIx-EIy/(EAx*h^2)));
mux=mu2+(mu1-mu2)*kEIx; %rigidité par unité de longueur
muy=mux*Dy/Dx;
Ex=EAx/(1+(kEIx-kIh)^2*EAx*h^2/EIx);
Ey=EAy/((1+(kEIy-kIIh)^2*EAy*h^2/EIy)*(1-mu1^2)+mu1^2*(EAy/EAx+(kEIx-
kIIh)^2*EAy*h^2/EIx)+(mu1^2-mu2^2)*(1-(kEIy-kIIh)*(1-kEIy)*EAy*h^2/
EIy-EAy/EAx+(kEIx-kIIh)*(1-kEIx)*EAy*h^2/EIx)*kIIh+(mu1-mu2)*(1-
kIIh)*kIIh*((1-kEIx)*kEIx*EAy*h^2/EIx-EAy/EAx));
mu_prime_x=(mu1+(mu1*kEIx-mu2*kIIh)*(kEIx-kIh)*EAx*h^2/EIx-(mu1-
mu2)*(1+(kEIx-kIh)*kEIx*EAx*h^2/EIx)*kIIh)/(1+(kEIx-kIh)^2*EAx*h^2/
EIx);
mu_prime_y=mu_prime_x*Ey/Ex;
Cxx=-((kEIx-kIh)*h)/EIx;
Cxy=mu2*(kEIx-kIh)*h/EIx+(mu1-mu2)*(1-kIIh)*kEIx*h/EIx;
Cyx=mu2*(kEIx-kIh)*h/EIx+(mu1-mu2)*(1/(EAx*h)+(kEIx-kIh)*kEIx*h/EIx);
Cyy=-(kEIy-kIIh)*h/EIy+mu2^2*((kEIy-kIIh)*h/EIy-(kEIx-kIIh)*h/
EIx)+(mu1^2-mu2^2)*(1/EAy*h+(kEIy-kIIh)*kEIy*h/EIy-1/(EAx*h)-(kEIx-
kIIh)*kEIx*h/EIx)-(mu1-mu2)*(mu2+(mu1-mu2)*kIIh)*((1-kEIx)*kEIx*h/
EIx-1/(EAx*h));
```

Calcul masse et surface

```
%Passage de l'impérial au métrique
L1 = L1 *25.4;
L2 = L2 *25.4;
h = h *25.4;
t1 = t1 *25.4;
t2 = t2 *25.4;
tc = tc *25.4;
L = L *25.4;

n2 = round(n2);
L3 = (1-vide)*L/n2; %L3 largeur des bandelettes
A = 2*L1*tc + tc*(L2*L2 + h*h)^0.5;

%calcul poids du panneau
M_bandelette = (n*A*L3*rho_c);
M = M_bandelette * n2 + L*L*(rho_1*t1+rho_2*t2);
```

Obtention rigidité et conversion en unités SI

```
DX = 112.9068 * Dx * L;
DY = 112.9068 * Dy * L;
```

Comparaison panneau objectif

```
% Masse du panneau en mousse, plus utilisé ici
```

```

M1 = L * L * (rho_1*t1 + rho_2*t2);

%Calcul masse du panneau en nid d'abeille avec les mesures du panneau
%actuel
Masse_nida = 5.63 * 0.6 * 0.2 * 0.0232;
Masse_feuilles = 2 * 0.6 * 0.2 * 0.0009 * rho_1;
Masse_nida2 = Masse_nida - Masse_feuilles;

Densite_nida = Masse_nida2 / (600 * 200 * 21.4) ; %kg/mm3

M_nida = L * L * (h - t1/2 - t2/2) * Densite_nida + M1 ;

% Rigidités
E = 70e3;
h1 = xlsread('Excel_entree_Matlab', 1, 'E3'); %h maximum
Dx1 = E * ((1/12) * (L * h.^3 + (L - 2 * t1) * (h - 2 * t2)^3)) / L;
Dy1 = E * ((1/12) * (L * h.^3 + (L - 2 * t1) * (h - 2 * t2)^3)) / L;

```

Comparaison panneau en mousse (update, comparaison en nid d'abeille finalement)

```

Itot = L*t1.^3/12 + L*t1*h/2 + L*t2.^3/12 + L*t2*h/2;
DXvide = (E*(L*t1.^3/12 + L*t1*h/2) + E*(L*t2.^3/12 + L*t2*h/2))/L;

DX_band = (DX - DXvide) * (1 - vide);
DY_band = (DY - DXvide) * (1 - vide);

DX_tot = DX_band + DXvide;
DY_tot = DY_band + DXvide;

```

Valeur rigidités nid d'abeille

```

DX_nid = 7e9; %(3.1)
DY_nid = 7e9;

DXvide2 = (E*(600*0.9.^3/12 + 600*0.9*23.2/2) + E*(600*0.9.^3/12 + 600*0.9*23.2/2))/600;
DYvide2 = (E*(200*0.9.^3/12 + 200*0.9*23.2/2) + E*(200*0.9.^3/12 + 200*0.9*23.2/2))/200;

DX_nid2 = DX_nid - DXvide2;
DY_nid2 = DY_nid - DYvide2;

DX_honeycomb = DX_nid + h * DX_nid2/23.2;
DY_honeycomb = DY_nid + h * DY_nid2/23.2;

```

Calcul fleche de l'essai du talon

```

Re = 90e3;
b = 12.7;

```

```

q = 5.29*12.7;
AB = 2*L2 + L1 ;
CD = b ;
AC = (AB - CD)/2;
RA = (q * CD)/2;
RB = RA;
lambda_1 = 0.5 * q * (AB.^3/24 + AC*AB*AB/4 + AC*AC*AB/2) -
    RA*AB*AB/2 ;
I = b* t2.^3 / 12;

%fleche dans le sens de la corrugation
x = AB/2 ;
if AB < CD
    fmax1 = abs((5*q * AB.^4)/(384*E*I));
else
    fmax1 = abs((q*(8*b*AB.^3 - 4*b.^3*AB + b.^4))/(384*E*I)) ;
end

AB2 = vide * L / (n2 - 1);

%fleche entre chaque bandelette
x = AB2/2 ;
AC2 = (AB2 - CD)/2;
lambda_1 = 0.5 * q * (AB2.^3/24 + AC2*AB2*AB2/4 + AC2*AC2*AB2/2) -
    RA*AB2*AB2/2 ;
if AB2 < CD
    fmax2 = abs((5*q * AB2.^4)/(384*E*I));
else
    fmax2 = abs((q*(8*b*AB2.^3 - 4*b.^3*AB2 + b.^4))/(384*E*I)) ;
end

```

Définition déflexion max, pourcentage de fleche acceptable par rapport à la longueur de la poutre

```

pourcent = 0.05;

```

Calcul angle max

```

Delta = (RA + AC*q).^2 - q.^2 * AC.^2;
x1 = ((RA + AC*q) + (Delta).^0.5)/ q;
x2 = ((RA + AC*q) - (Delta).^0.5)/ q;

Omega_max1 = (RA*x1/2 - 0.5*q * (0.33*x1.^3 + AC* x1.^2 + AC*AC*x1) +
    lambda_1)/(E*I);
Omega_max2 = (RA*x2/2 - 0.5*q * (0.33*x2.^3 + AC* x2.^2 + AC*AC*x2) +
    lambda_1)/(E*I);

Omega_max = max(Omega_max1, Omega_max2);
if Omega_max == Omega_max1

```

```

        x = x1;
    else
        x = x2;
    end

    x=AB/2;
    %AC = (AB - CD)/2;
    Mf1 = RA *x - 0.5 * q * (x-AC).^2;
    Sigma_max1 = abs(Mf1 * 0.5 * t1 / I);

    AB2 = (L - n2*L3)/(n2-1);
    %AC2 = (AB2 - CD)/2;
    x=AB2/2;

    Mf2 = RA *x - 0.5 * q * (x-AC2).^2;
    Sigma_max2 = abs(Mf2 * 0.5 * t1 / I);
    %Détermination de la résistance à l'endroit le plus contraint, pour le
    test
    %du talon

```

Calcul fonction cout

```

%Paramètres ajustables utiles pour déterminer d'ou viennent les
défauts
gamma_1 = 1;
gamma_2 = 1;
gamma_3 = 1;
%valeur supérieur au résultat censé être obtenu, ainsi on force
%l'algorithme à ne pas tendre vers une solution qui renvoie gamma_4
gamma_4 = 10;

if Sigma_max1 < Re
    if Sigma_max2 < Re
        if Ic > 0
            if L == 2*n*(L1 + L2)
                if fmax1 < pourcent * AB
                    if fmax2 < pourcent * AB2
                        if (gamma_2 * DX_tot) > DX_nid
                            if (gamma_3 * DY_tot) > DY_nid
                                if L2 > 0
                                    if L3 > 20
                                        R = gamma_1 * M/M_nida;
                                    else
                                        R = gamma_4;
                                    end
                                else
                                    R = gamma_4 ;
                                end
                            else
                                R = gamma_4 ;
                            end
                        else

```


Annexe D

Soumission Article

Submission Confirmation

Thank you for your submission

Submitted to	Journal of Sandwich Structures and Materials
Manuscript ID	JSSM-20-0219
Title	Design and optimisation of aluminium structural corrugated panels
Authors	Desrochers, Alain Van Houten, Elijah Domenge, Florian
Date Submitted	01-Jul-2020